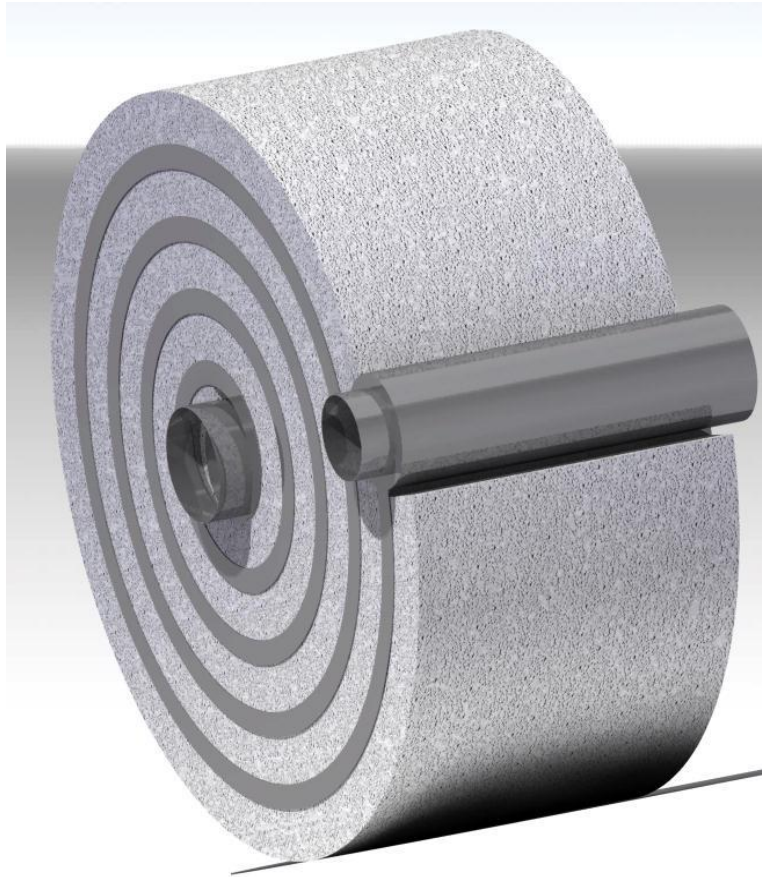


Design d'un nouveau concept de récupérateur de chaleur pour micro-turbines



EPFL

Lausanne, le 08.01.2010

Angel Iglesias, SGM, Master semestre 3

Assistant: Emanuele Facchinetti

Professeur: Daniel Favrat

1 Résumé

Dans ce rapport, nous présentons l'étude d'un nouveau concept d'échangeur de chaleur pour la récupération de chaleur des gaz de combustion sortant d'une micro-turbine.

Le rapport s'articule en quatre parties. La première partie consiste à faire une brève incursion dans l'état de l'art du domaine particulier des récupérateurs spécialement conçus pour les micro-turbines. Dans la seconde partie, il sera question de présenter en détail le nouveau concept d'échangeur envisagé. Des points cruciaux tels que la construction ou les avantages par rapport à d'autres géométries y seront notamment abordés.

La troisième partie sera spécialement consacrée au programme de calcul élaboré dans le cadre de ce projet destiné au dimensionnement et à la comparaison de performances entre le nouveau concept d'échangeur et des concepts plus classiques. Dans cette partie, nous traiterons principalement des hypothèses de calcul réalisées, de la hiérarchie d'appel de fonction au sein du programme et bien entendu de la méthode de calcul.

Enfin, dans la dernière partie seront présentés et analysés les résultats obtenus. Afin notamment de valider certains calculs du programme, quelques calculs CFD seront également présentés.

Table des matières

1	Résumé.....	2
2	Introduction	5
2.1	Contexte du projet	5
2.2	Objectifs à atteindre en ce qui concerne le design.....	6
3	État de l'art.....	7
3.1	Design d'échangeurs classiques	8
3.1.1	Échangeur coaxial cintré	8
3.1.2	Échangeur en batterie à ailettes	8
3.1.3	Échangeur à plaques.....	9
3.2	Design de récupérateurs spécifique aux (micro-) turbines	9
3.2.1	Échangeur à canaux en plaques superposées	9
3.2.2	Échangeur cylindrique à canaux ou annulaire.....	11
4	Le design en spiral.....	11
4.1	Principe de fonctionnement	11
4.2	Méthode de fabrication	13
5	Réalisation d'un programme de calcul pour le récupérateur.....	16
5.1	Géométries étudiées.....	16
5.2	Paramètres d'entrée du programme.....	16
5.2.1	Paramètres d'entrée pour les fluides	16
5.2.2	Choix des corrélations	17
5.2.3	Paramètres de la géométrie du système.....	18
5.3	Hypothèses de calcul	19
5.4	Organigramme hiérarchique de l'appel des fonctions dans un déroulement classique du programme.	20
5.5	Calcul de l'échangeur de chaleur	21
5.5.1	Calcul de la longueur de l'échangeur.....	21
5.5.2	Calcul des températures	22
5.5.3	Calcul des pertes de charge	22
5.5.4	Calcul du rendement et de l'efficacité	23
5.6	Validation de certains paramètres du modèle à l'aide de la CFD	23
5.7	Les sécurités dans le programme.....	25
5.7.1	Sécurités dans la vérification des paramètres d'entrée.....	25
5.7.2	Sécurité dans les calculs	25
5.8	Sorties du programmes	25

5.8.1	Paramètres de sortie des gaz de combustion et du réfrigérant	25
5.8.2	Dimensions de l'échangeur calculées	26
5.8.3	Rendement et efficacité de l'échange de chaleur.....	27
5.8.4	Les graphiques.....	27
6	Résultats	28
6.1	Comparaison entre les trois géométries implémentées dans le programme	28
6.2	Comparaison entre les différentes corrélations	30
6.2.1	Régime laminaire	31
6.2.2	Régime turbulent	32
6.3	Effets engendrés par la variation de certains paramètres	33
6.3.1	Le débit masse	33
6.3.2	Influence du matériau choisi dans la fabrication de l'échangeur.....	34
6.3.3	Influence de la taille des canaux.....	34
7	Conclusions	37
7.1	Continuité du projet	37
7.2	Remerciements	37
8	Bibliographie	38
8.1	Ouvrages	38
8.2	Articles.....	38
8.3	Sites internet et pages web.....	39
9	Annexes	40
9.1	Fonctions importantes du programme	40
9.1.1	Exchange_gasPhase	40
9.1.2	dPdz_singlePhase	43
9.1.3	HTC_singlePhase	47
9.2	Fiche technique des matériaux pour l'échangeur	52
9.2.1	13CrMo-4-5.....	52
9.2.2	GX12Cr14 (CA-15).....	53
9.2.3	Nitride Ceramics: TiN	54
9.2.4	Nitride Ceramics: AlN - T180.....	55
9.3	Fiche technique des isolants	56
9.3.1	Laine de roche Flumroc®.....	56
9.3.2	Feutre isolant Fiberfrax® Durafelt TM	57

2 Introduction

L'arrivée future de petites installations de cogénération d'échelle domestique combinant une pile à combustible et une micro-turbine requiert une installation de haut rendement et de faible encombrement. Le récupérateur de chaleur de la micro-turbine s'inscrivant comme un élément de plus du système de cogénération, il est tout naturel qu'il soit conçu dans le même esprit.

Sur le marché, il existe déjà des récupérateurs de chaleur pour les (micro-)turbines. Cependant, ceux qui offrent de bons rendements sont généralement de taille imposante et les autres, plus avancés et plus compacts, sont encore au stade de la recherche.

Ces raisons nous ont donc amenés à imaginer un nouveau concept d'échangeur au lieu de produire une simple copie des échangeurs qui sont actuellement en phase de recherche. Bien entendu, ces derniers serviront à titre de comparaison pour évaluer les performances de notre design dans le programme de dimensionnement entre autres.

2.1 Contexte du projet

Comme nous l'avons évoqué dans le paragraphe précédent, le contexte du projet ci-présent s'inscrit dans un plus vaste projet de recherche dont le but est de réaliser un système de cogénération utilisant un cycle hybride combinant une pile à combustible (SOFC) à une micro-turbine à gaz (figure 1).

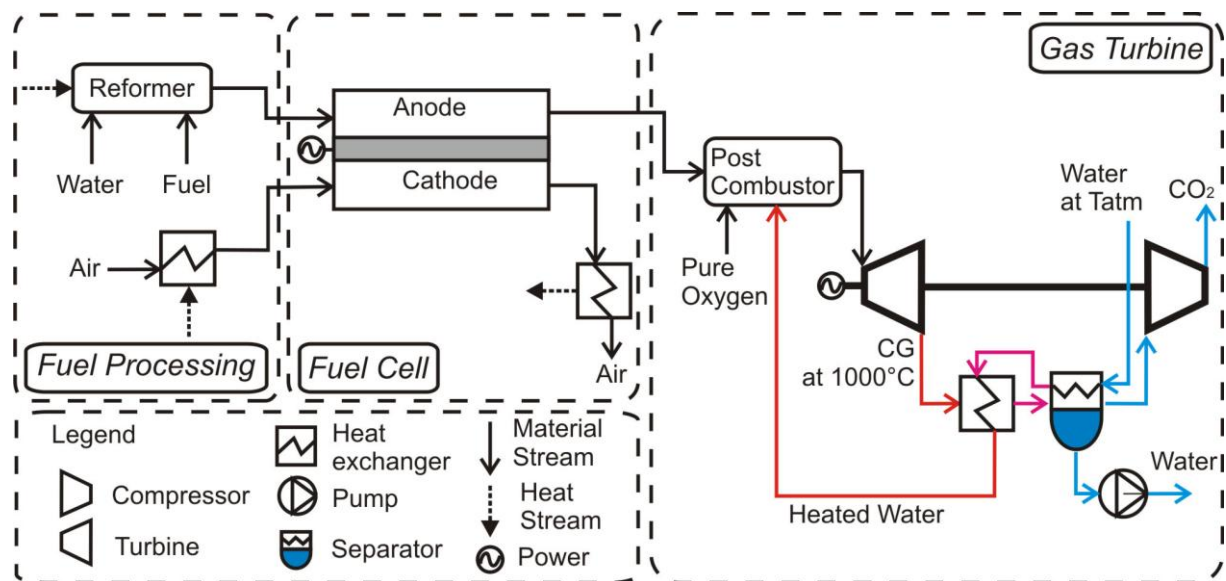


Figure 1: Représentation du système complet de cogénération

L'avantage de coupler la pile à combustible à une micro-turbine réside dans le fait que les piles à combustible ne réalisent pas une oxydation complète du carburant. Par conséquent, si l'on veut récupérer au mieux le potentiel énergétique qui subsiste dans les produits de l'oxydation incomplète du carburant, il est nécessaire de terminer cette oxydation. Une des meilleures choses à faire est de réutiliser ces produits dans une chambre de (post-)combustion pour augmenter le niveau de température puis détendre les gaz obtenus dans une (micro-)turbine.

Dans une architecture classique de ce système, les gaz doivent être comprimés avant leur passage dans la turbine; soit à l'amont de la pile à combustible soit à l'aval¹ avant la chambre de combustion. La compression la plus avantageuse d'un point de vue énergétique et économique est celle qui se réalise à l'amont de la pile à combustible lorsque le combustible est encore liquide. En effet, à cet endroit la compression peut se faire par une pompe qui utilise beaucoup moins de ressources qu'un compresseur pour atteindre un même niveau de pression. Le problème de la pressurisation du combustible se situe au niveau même de la pile, où pour le moment, les empilements ont du mal à résister aux contraintes engendrées par la différence de pression entre le combustible et le comburant.

Pour pallier ce problème et que la compression du gaz soit la plus économe possible d'un point de vue énergétique, le système envisagé passe par la réalisation d'un cycle de Brayton inversé (fig. 2) avec une compression après la sortie de la turbine et du récupérateur (fig.1). Dans ce cas là, la turbine détend les gaz de combustion de la pression atmosphérique à une pression sous-atmosphérique définie par le rapport de pression de la turbine radiale. La compression à la sortie du récupérateur est ensuite réalisée d'une part par une pompe pour la partie condensée et d'autre part par un compresseur pour les gaz.

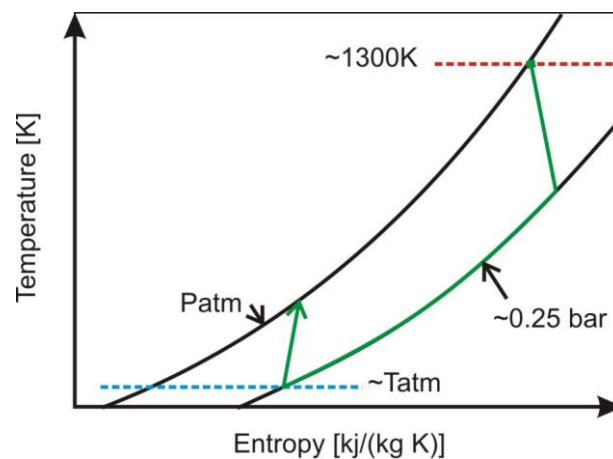


Figure 2: Cycle de Brayton inversé fonctionnant avec une pression sous-atmosphérique

Pour le système envisagé, l'intérêt d'un récupérateur de chaleur est double. En effet, d'une part il va abaisser la température des gaz de combustion à un point tel qu'il sera dès lors possible d'utiliser un compresseur radial classique. D'autre part, la chaleur récupérée va permettre de former de la vapeur à haute température qui va être injectée dans la chambre de combustion pour accroître le débit masse de la turbine et donc accroître également son rendement.

2.2 Objectifs à atteindre en ce qui concerne le design

L'objectif premier dans le design du récupérateur de chaleur était de réaliser un échangeur qui puisse également servir de séparateur pour la récupération du condensat. Après quelques réflexions, il a été conclut que la partie la plus critique du transfert de chaleur résidait dans la phase gazeuse, d'où la décision prise de séparer le récupérateur en deux modules distincts un s'occupant des hautes températures (phase gazeuse) et le second s'occupant de la phase diphasique. Nous avons repris le nom de récupérateur pour l'échangeur s'occupant de la phase gazeuse et nous avons donné le nom de séparateur pour l'échangeur s'occupant de l'état diphasique.

¹ Même avant la chambre de combustion le niveau de température est beaucoup trop élevé pour un compresseur radial fabriqué avec des matériaux classiques.

Au vu de cette séparation, il a été choisi consciemment de n'étudier que la partie concernant le récupérateur, car au niveau du séparateur, les échanges thermiques sont très bons et le niveau de température assez faible permet de choisir des matériaux à forte conductivité thermique. Il en résulte qu'un design spécifique n'est pas requis pour cette partie.

Les objectifs que doit pouvoir atteindre le récupérateur sont une efficacité d'échange maximale dans toutes les conditions de fonctionnement, des pertes de charge minimales surtout dans la partie des gaz de combustion où l'on travaille à pression sous-atmosphérique. Mais les deux points spécialement visés dans ce nouveau concept sont: un encombrement minimal ainsi qu'une construction la plus simple possible pour réduire les coûts et faciliter la commercialisation tout en gardant une bonne efficacité. En ce qui concerne le matériau composant le récupérateur, il faut qu'il soit très résistant à la corrosion car les gaz de combustion sont très agressifs à ce niveau d'autant plus à haute température. Finalement, pour l'augmentation du rendement, il faudrait également que le récupérateur puisse accepter des gaz arrivant à plus de 1000°C.

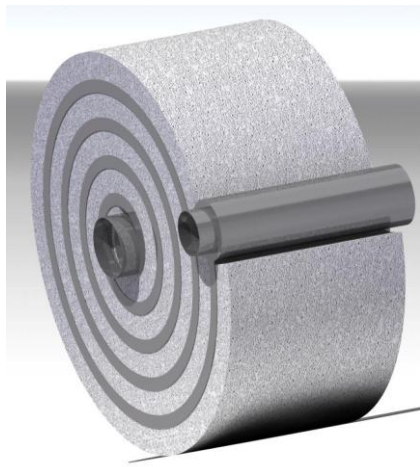
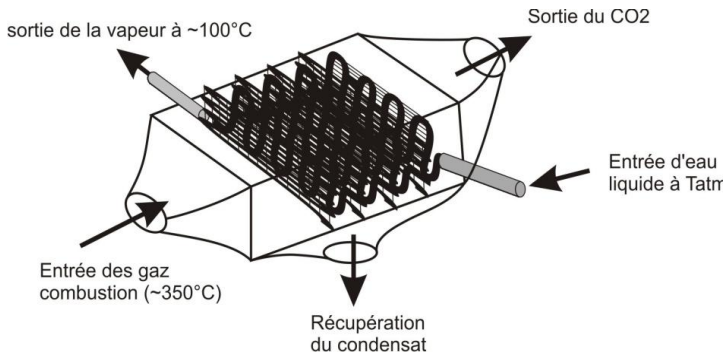
Partie échange Gaz-Gaz	Partie – séparateur (diphasique)
<p>Partie critique, car le coefficient de transfert de chaleur est très médiocre.</p> <p>L'importance du design est donc capitale pour pouvoir récupérer au mieux le potentiel de chaleur.</p>	<p>Partie non-critique car le transfert thermique est très bon.</p> <p>Géométrie ci-dessous retenue pour le moment (non étudiée précisément)</p>
	 <p>sortie de la vapeur à ~100°C</p> <p>Sortie du CO₂</p> <p>Entrée d'eau liquide à Tatm</p> <p>Entrée des gaz combustion (~350°C)</p> <p>Récupération du condensat</p>

Tableau 1: Résumé des deux parties de l'échangeur

3 État de l'art

Dans ce chapitre, il sera présenté brièvement quelques types d'échangeurs les plus couramment utilisés dans un contexte similaire à celui du projet en question.

3.1 Design d'échangeurs classiques

Les échangeurs qui vont être présentés dans ce paragraphe ont été classés dans la catégorie "d'échangeurs classiques" pour la simple et bonne raison que leur design est éprouvé depuis bien longtemps et qu'ils ne relèvent donc pas d'une innovation technique récente.

3.1.1 Échangeur coaxial cintré

Ce type d'échangeur est plus couramment utilisé pour des échanges en phase liquide où il offre de bons rendements. En général, le fluide froid circule dans le tube au centre et le fluide chaud circule à contre-courant dans le tube concentrique à celui-ci. Pour augmenter la turbulence le tube central est en général muni de petites ailettes disposées hélicoïdalement à l'extérieur et à l'intérieur de celui-ci.

Même, si cette géométrie n'est pas vraiment idoine pour un échange de chaleur entre des gaz, il a été décidé, comme nous le verrons plus tard, d'implémenter à titre de comparaison une géométrie inspirée de celle-ci dans le programme de dimensionnement du récupérateur de chaleur.

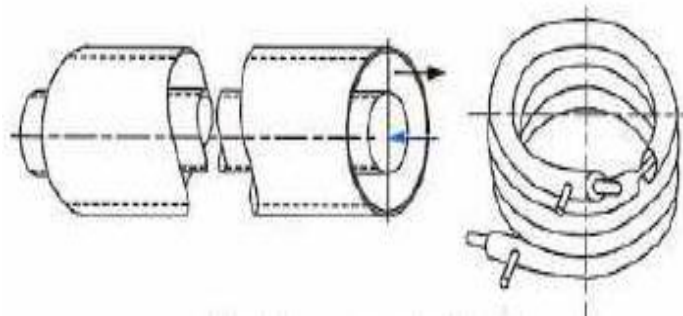


Figure 3: échangeur coaxial cintré

3.1.2 Échangeur en batterie à ailettes

L'échangeur en batterie à ailettes est bien connu dans des applications comme les radiateurs dans le domaine automobile. Sa technologie a donc largement été éprouvée ainsi que les méthodes de production pour produire un échangeur de performance honorable à des prix modiques. Nous présentons ici ce type d'échangeur au vu de la possible utilisation d'un assemblage de plusieurs de ces échangeurs pour réaliser la partie "séparateur" de l'échangeur de chaleur.

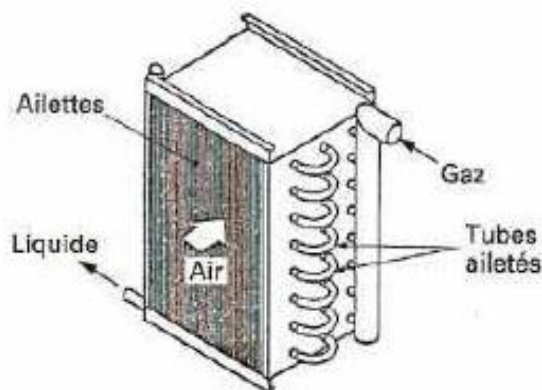


Figure 4: échangeur en batterie à ailettes

3.1.3 Échangeur à plaques

La technologie des échangeurs thermiques à plaques est bien connue et les unités de ce type ont été utilisées pendant plusieurs décennies dans le domaine aérospatial et de nombreuses applications industrielles. La performance et l'intégrité structurale des récupérateurs à plaques munies "d'ailettes" n'ont cessé de s'améliorer au cours des trois dernières décennies et ils ont été utilisés pour une variété d'applications dans le domaine des turbines à gaz. Dans le milieu industriel, c'est ce type d'échangeur qui est le plus souvent utilisé en association avec les turbines à gaz. Cependant, pour des applications de faible puissance comme celle que nous visons, ils restent encore coûteux et encombrants. Cependant, les progrès effectués pour ce type de récupérateurs font qu'ils demeurent une option viable pour les micro-turbines de l'avenir.

Dans la figure ci-dessous, est représenté un récupérateur à plaques utilisé pour micro-turbine de 75kW.



Figure 5: récupérateur à plaques

3.2 Design de récupérateurs spécifique aux (micro-) turbines

3.2.1 Échangeur à canaux en plaques superposées

La firme Ingersoll Rand a développé un récupérateur de chaleur qui a pour spécificités de hautes performances et une adaptabilité pour la production de masse à faible coût. Le récupérateur développé est constitué de plaques finement ondulées et soudées entre elles au laser pour constituer des micro-canaux. Le coût de fabrication est réduit par l'automatisation de l'estampage pour le motif ondulé des surfaces primaires pour le transfert de chaleur et la robotisation du soudage laser à haute vitesse pour l'assemblage des cellules d'air.

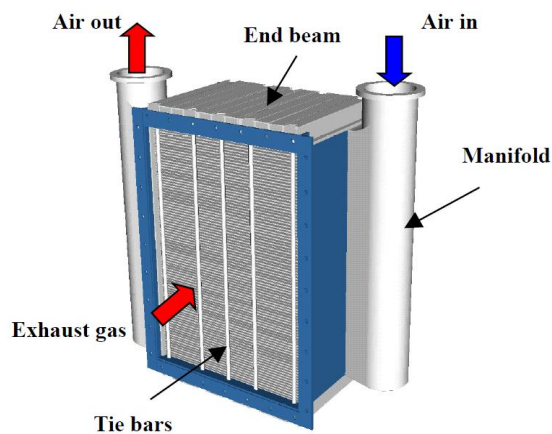


Figure 6: Illustration d'un échangeur à canaux en plaques superposées

Une cellule d'air est constituée de deux plaques ondulées en acier inoxydable minces qui sont soudées au laser autour du périmètre. Pour atteindre des spécifications de durabilité à haute température, un acier inoxydable austénitique est sélectionné pour la fabrication de la structure.

Le motif ondulé de la chambre à air est conçu pour atteindre un équilibre optimal entre l'efficacité et les pertes de charge.

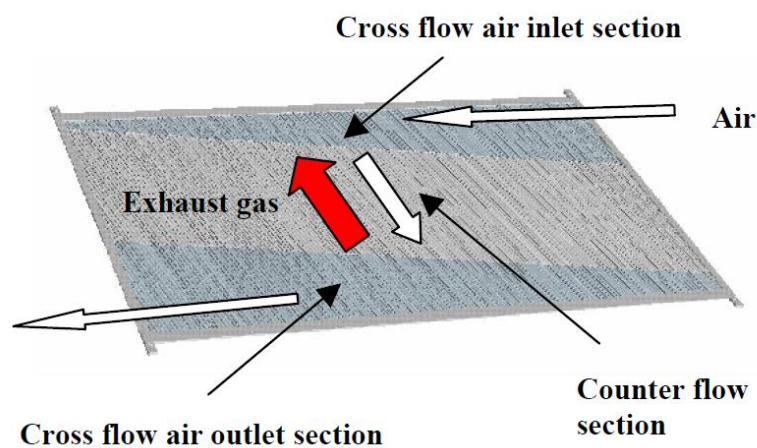


Figure 7: Schéma montrant l'écoulement dans une plaque

Chaque cellule d'air dispose de trois sections distinctes (cf. figure ci-dessus):

- dans la première section, l'écoulement d'air de l'entrée est perpendiculaire au passage des gaz de combustion.
- dans la seconde section, l'air et les gaz de combustion sont en contre-courant
- dans troisième section, l'écoulement de l'air redevient perpendiculaire aux gaz de combustions.

Dans les sections transversales (1 et 3), la hauteur des ondulations est inférieure de sorte qu'il subsiste un espace libre dans les cellules assemblées pour permettre le passage de l'air.

L'entrée d'air et le collecteur de sortie sont soudés sur le noyau du récupérateur à l'ouverture des sections de l'écoulement transversal. Pour résister à la pression de l'air intérieur et empêcher le «ballonnement» des cellules d'air du noyau, l'échangeur de chaleur est serré entre deux poutres d'extrémités rigides reliées par un certain nombre de barres de rattachement. Les

barres de rattachement sont situées dans le sens du courant des gaz d'échappement afin de prévenir les contraintes excessives et d'améliorer la réponse thermique.

La section d'écoulement de sortie recueille l'air chauffé de la section d'écoulement libre dans le collecteur de sortie. Le gaz d'échappement passe à travers les petits canaux formés par la paire de cellules adjacentes au passage de l'air.

Malgré les propos élogieux d'Ingersoll Rand, ce type d'échangeur semble toutefois assez complexe à construire si l'on ne dispose pas d'outils sophistiqués et d'une chaîne de montage bien rodée.

3.2.2 Échangeur cylindrique à canaux ou annulaire.

Le récupérateur annulaire est un autre type de récupérateur novateur et beaucoup plus facile à mettre en œuvre que celui présenté précédemment. Il est formé d'un tube central sur lequel est fixée une tôle finement ondulée pour accroître la surface d'échange. La tôle est maintenue ondulée par deux arceaux qui serrent le tout.

L'échange de chaleur entre les gaz de combustion et l'air se fait très simplement. En effet, d'un côté de la tôle ondulée passent les gaz de combustion et de l'autre à contre courant passe l'air.

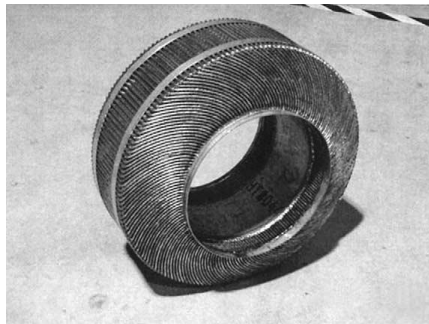


Figure 8 Illustration d'un récupérateur annulaire

Ce type d'échangeur a inspiré sur quelques points le design que nous allons proposer dans le chapitre suivant. Ce type de géométrie a également été retenu à titre de comparaison de performance dans le programme de dimensionnement de l'échangeur en spirale.

4 Le design en spirale

Comme nous le verrons tout au long de ce chapitre, le design en spirale permet d'avoir un meilleur compromis entre la surface d'échange et le volume occupé que d'autres designs. D'autres caractéristiques comme un meilleur rendement sont également à mettre en avant pour ce design.

Le plus grand défi technique de ce type d'échangeur réside dans la fabrication de canaux de la plus petite taille possible² et leur assemblage avec les tuyaux de sortie et d'entrée, ainsi que le repliement du tout sans que cela n'affecte grandement la forme des canaux.

4.1 Principe de fonctionnement

Le fonctionnement de ce type d'échangeur est assez simple. Les gaz de combustion chauds sortant de la micro-turbine arrivent au centre de l'échangeur et remontent ensuite le long de la spirale de l'échangeur par les petits canaux pairs.

² Plus la taille des canaux est petite, meilleur est le transfert thermique car d'une part la taille de la couche limite est plus grande relativement à la taille du canal et d'autre part, la surface de contact entre le fluide et les parois de l'échangeur est agrandie pour une section totale équivalente (somme des sections de chaque canal).

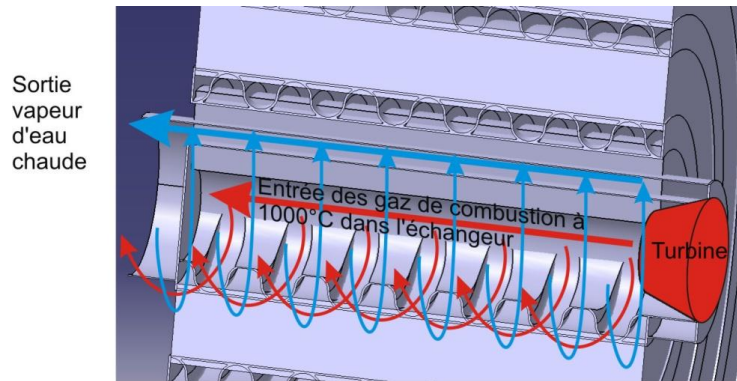


Figure 9: Entrée des gaz de combustion chauds et sortie de la vapeur d'eau surchauffée.

L'eau de refroidissement, quant à elle, entre par la conduite externe de l'échangeur et redescend la spirale de l'échangeur vers le centre de celui-ci par les canaux impairs. Les flux froids et les flux chauds sont donc à contre-courants ce qui réduit considérablement les pertes.

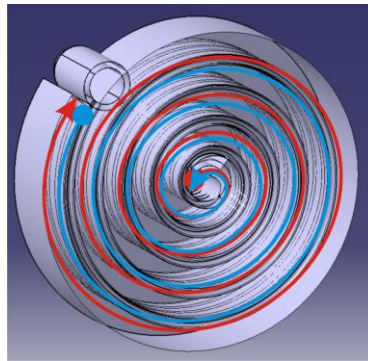


Figure 10: Illustration de la circulation des fluides à l'intérieur de l'échangeur

Le fait de concentrer la chaleur au centre de l'échangeur réduit les pertes à l'atmosphère qui dès lors ne peuvent se faire que par les surfaces externes de l'échangeur autrement dit la dernière spire et les côtés. La dernière spire étant la surface la plus froide de l'échangeur, la différence de température entre celle-ci et l'atmosphère est moindre donc les pertes également. Le flux de chaleur émanant des spires internes est donc récupéré par les spires plus externes ce qui a pour effet d'augmenter le rendement.

La sortie des gaz de combustion refroidis a lieu dans une conduite externe de l'échangeur et concentrique à celle de l'entrée de la vapeur saturée. La sortie de la vapeur quant à elle a lieu dans la conduite centrale concentrique à celle de l'entrée des gaz de combustion mais périphérique à celle-ci.

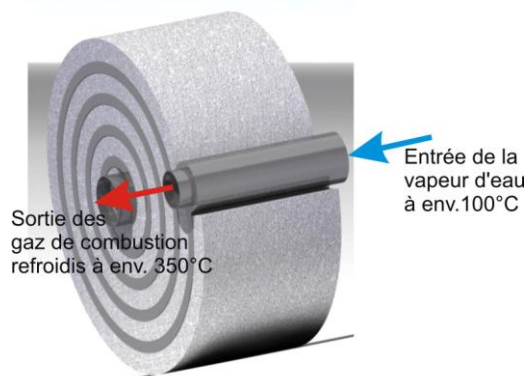


Figure 11: Entrée de la vapeur d'eau saturée et sortie des gaz de combustion refroidis

4.2 Méthode de fabrication

Comme il a été évoqué un peu plus haut le principe de fabrication de ce nouveau concept a été largement inspiré par celui des récupérateurs annulaires.

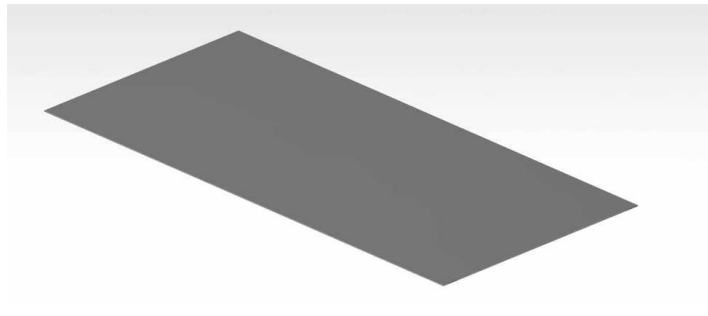


Figure 12: Plaque de base en acier

Tout d'abord, nous partons d'une plaque d'acier plane sur laquelle nous allons fixer une tôle ondulée qui a été préalablement estompée de motifs pour accroître la turbulence au passage des gaz (fig. ci-dessous).

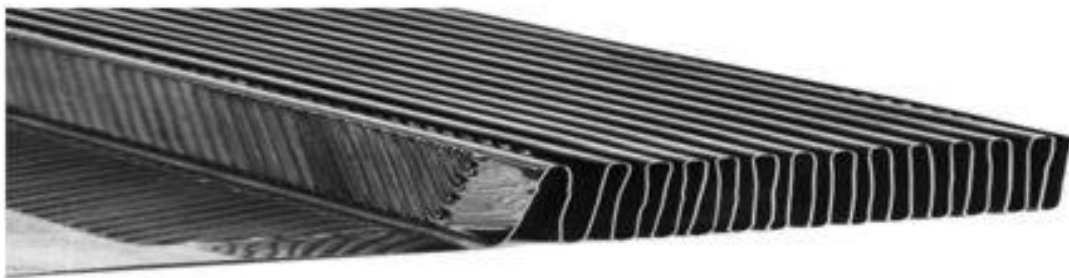


Figure 13: Illustration de la tôle ondulée

La tôle ondulée peut-être soudée au niveau de chaque point de contact ou bien uniquement sur les bords.

Après cela, une autre plaque d'acier est fixée sur la tôle ondulée. Comme précédemment, elle est soit soudée sur tous les points de contact, soit uniquement aux points de contact de chaque extrémité.

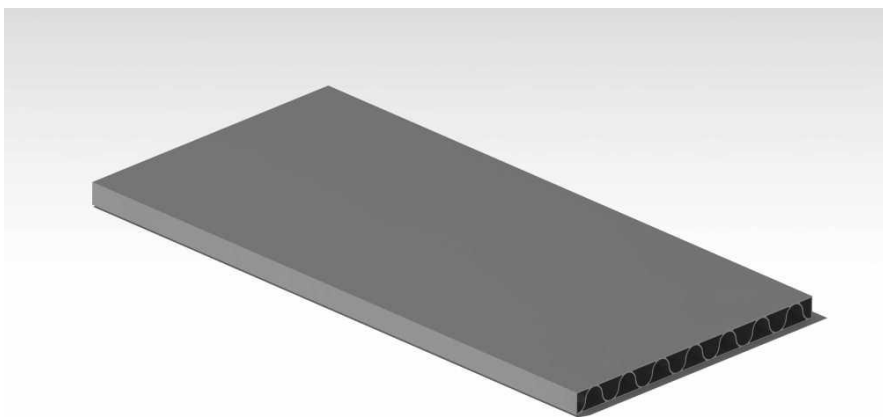


Figure 14: Illustration de l'assemblage primaire des deux plaques avec la tôle ondulée

Après ces différentes étapes nous avons une pièce composée de trois éléments qui compte des compartiments étanches de part et d'autre de la tôle ondulée. À ce stade, il faut fixer les tubes d'entrée et de sortie des flux. Ce sont deux tubes concentriques ou les flux sont co-courants. La première étape consiste à percer les tubes centraux aux niveaux des canaux de l'échangeur souhaités. Une fois cette opération effectuée, les tubes centraux sont soudés de part et d'autre de l'échangeur (fig. ci-dessous).

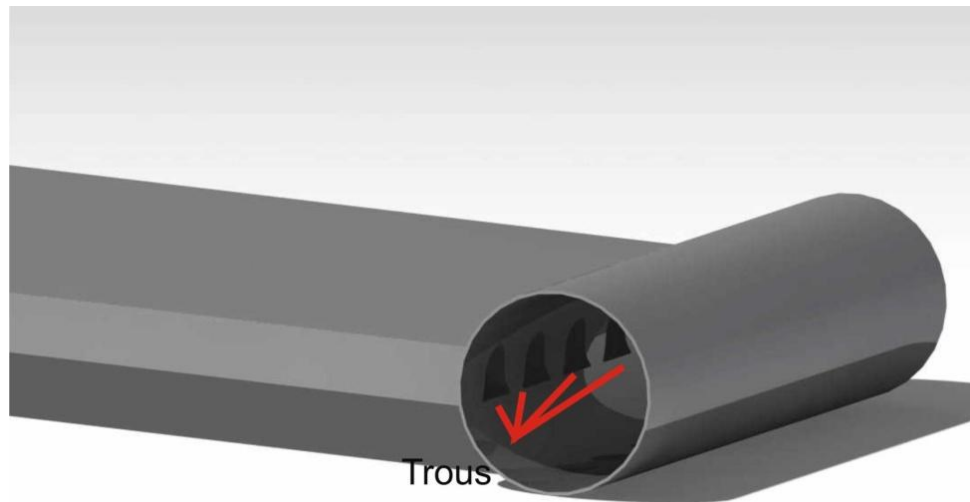


Figure 15: Assemblage du tube central

Ensuite, les plaques externes de l'échangeur sont percées pour laisser l'ouverture aux canaux encore inexploités à chaque extrémité. Ces trous sont réalisés à fleur des tubes précédemment soudés. Après cette opération, on prend des tubes plus larges que les premiers sur lesquelles on réalise une fente transversale de largeur équivalente à l'épaisseur de l'échangeur. Ces tubes sont ensuite coulissés concentriquement aux premiers qui ont déjà été soudés, puis ils sont soudés à leur tour au niveau des fentes sur les plaques externes de l'échangeur.

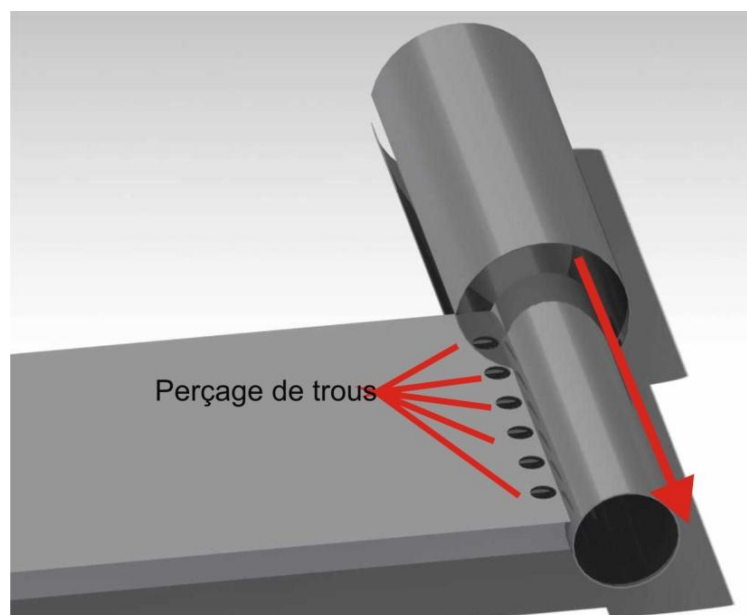


Figure 16: Assemblage du tube concentrique central

L'étape suivante consiste à fixer une isolation sur la face externe à l'enroulement pour limiter le flux de chaleur transversal qui aura lieu dans la forme définitive de l'échangeur. Il est à noter que cela n'est pas forcément nécessaire si l'on laisse un faible espace entre les spires. Il suffira alors comme pour les autres échangeurs d'isoler la partie externe en contact avec l'atmosphère.



Figure 17: Application de l'isolation et enroulement en spiral

Finalement, la dernière étape consiste à enrouler l'échangeur sur lui-même en faisant bien attention de ne pas trop déformer (i.e. écraser) les canaux internes pour obtenir le résultat de la figure ci-dessous.

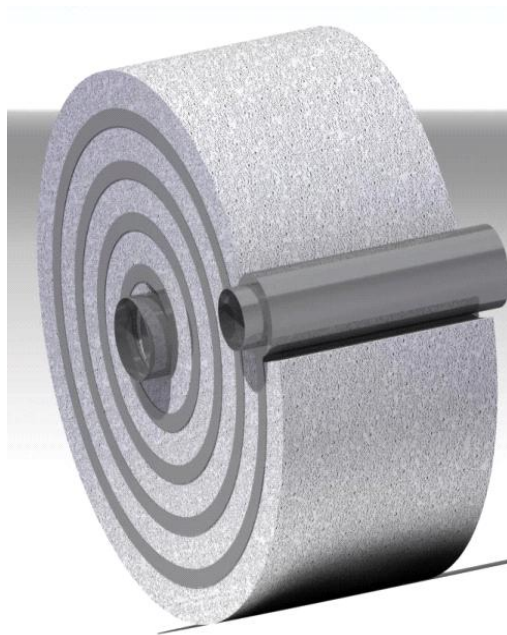


Figure 18: Résultat final après enroulement

5 Réalisation d'un programme de calcul pour le récupérateur

Afin de pouvoir dimensionner, caractériser et comparer notre nouveau concept d'échangeur avec d'autres déjà existants, il a fallu réaliser un outil paramétrable à souhait selon les besoins et d'utilisation simple. Dans ce chapitre, nous allons présenter ce programme de manière à avoir un aperçu global de ces fonctionnalités, et des points à améliorer dans une future version.

5.1 Géométries étudiées

Pour commencer la présentation du programme, il est tout naturel de commencer par présenter les géométries étudiées qui se cachent derrière les chiffres que nous fournit le programme.

Le programme implémente donc la géométrie en spirale que nous avons décrit au chapitre 4 et deux autres géométries que nous avons décrites au chapitre 3. Les géométries à tubes concentriques et cylindrique à canaux servent ici uniquement à avoir des références pour pouvoir comparer les performances de l'échangeur en spirale.

Les trois géométries implémentées dans le programme sont représentées dans le tableau ci-dessous.

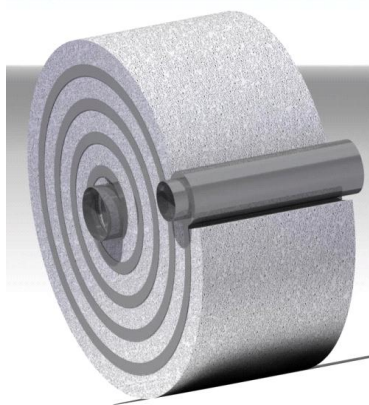
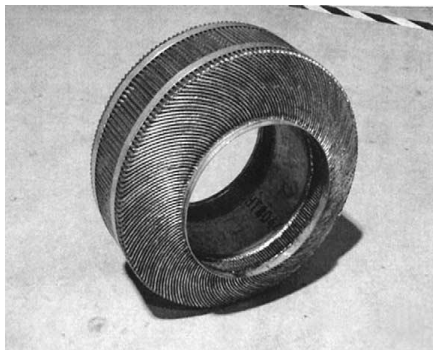
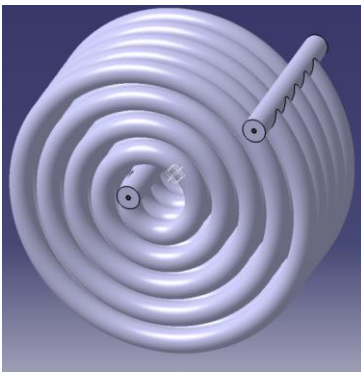
Géométrie spirale à canaux	Géométrie cylindrique à canaux	Géométrie spirale à tubes concentriques
		

Tableau 2: Illustration des 3 types de géométrie implémentés dans le programme.

5.2 Paramètres d'entrée du programme

Les paramètres d'entrée du programme concernent en particulier les fluides et leur état thermodynamique, le choix des corrélations à utiliser et des éléments relatifs à la géométrie de l'échangeur calculé.

5.2.1 Paramètres d'entrée pour les fluides

Dans cette version du programme, il est possible de choisir entre deux compositions massiques pour les gaz de combustions à savoir :

- 10% CO₂ 90% H₂O
- et 15% CO₂ 85% H₂O

L'azote n'est pas présent dans les gaz de combustion car, dans notre système, il est prévu de faire une combustion avec de l'oxygène pur. De même le réfrigérant qui a été prévu est de l'eau. Si la composition des gaz de combustion ou du réfrigérant devait être modifiée, le programme utilisant NIST REFPROP® est conçu de manière à pouvoir changer ou implémenter facilement la composition des fluides en entrant le nom de référence utilisé par REFPROP.

Paramètres d'entrée	
Gaz de combustion	Réfrigérant
Composition: <input type="text" value="CO2_10_H2O_90"/>	Composition: <input type="text" value="Eau"/>
T° d'entrée: <input type="text"/> [K]	T° d'entrée: <input type="text"/> [K]
Pression: <input type="text"/> [bar]	Pression: <input type="text"/> [bar]
Débit masse: <input type="text"/> [kg/s]	Débit masse: <input type="text"/> [kg/s]
T° de sortie prév.: <input type="text"/> [K]	T° de sortie prév.: <input type="text"/> [K]

Figure 19: Capture d'écran des paramètres d'entrée du programme

Comme nous le remarquons dans la figure ci-dessus, les paramètres d'entrée thermodynamiques pour les gaz de combustion sont :

- la température d'entrée
- la pression
- et le débit masse

La température de sortie prévue est un paramètre bloqué car le fluide dont nous voulons avoir des caractéristiques thermodynamiques définies est ici le réfrigérant, qui après la sortie du récupérateur, entrera dans la chambre de combustion. Le paramètre de température de sortie prévue pour les gaz de combustion est donc calculé par le programme en considérant un système sans pertes.

Les paramètres d'entrée thermodynamiques du réfrigérant sont identiques mais cette fois la température de sortie est aussi à définir.

5.2.2 Choix des corrélations

En ce qui concerne les corrélations utilisées pour le calcul des pertes de charge et du coefficient de transfert de chaleur, nous n'allons pas les présenter ici en détail. Cependant, le lecteur intéressé dans l'implémentation de ces corrélations peut consulter l'annexe 9.1.2 et 9.1.3 pour plus de détails.

Le but de ce paragraphe est de présenter le domaine de validité des corrélations implémentées dans le programme pour simplifier la tâche des futurs utilisateurs du programme.

Le tableau ci-dessous résume le domaine de validité pour chaque corrélation tant au niveau du diamètre hydraulique que sur la forme de la section de la conduite.

	Nom des corrélations	Domaine de validité des corrélations	
		Dh	Forme de la conduite
Transfert de chaleur en régime laminaire (UHF : Uniform Heat Flux)	Shah and London	Testé pour Dh<20-25[mm]	Quelconque
	Wei and Joshi		Quelconque
	Shah		Circulaire
	Muzychka and Yovanovich		Non-circulaire
	Colgan	< 5 [mm]	Circulaire/ rectangulaire
Pertes de charge en régime laminaire	Shah and London	Testé pour Dh<20-25[mm]	Quelconque
	Wei and Joshi		Quelconque
	Shah		Circulaire
	Muzychka and Yovanovich		Non-circulaire
	Colgan	< 5 [mm]	Circulaire/ rectangulaire
Transfert de chaleur en régime turbulent	Gnielinski	Variable	Circulaire
	Colburn	Non précisé	Quelconque
Pertes de charge en régime turbulent	Petukhov	Testé pour Dh<20-25[mm]	Circulaire
	Phillips		Quelconque
	Blasius		Circulaire

Tableau 3: Résumé du domaine de validité des corrélations implémentées

Il est toutefois intéressant de savoir pour l'utilisateur que le programme vérifie à chaque itération s'il se trouve en régime laminaire ou turbulent par la condition du nombre de Reynolds et adapte la corrélation choisie en fonction.

5.2.3 Paramètres de la géométrie du système

Les paramètres relatifs à la définition de la géométrie sont bien entendu le choix du type de géométrie dans un menu déroulant entre:

- la géométrie spirale à canaux
- la géométrie cylindrique à canaux
- la géométrie à tubes concentrique en spiral

Il est également possible de choisir dans un autre menu déroulant le type de matériau composant l'échangeur de chaleur. Pour le matériau nous avons quatre choix possibles:

- Acier Inox GX12Cr14
- Acier 13CrMo 4-5
- Céramique (TIN)
- Céramique (AIN-T180)

Pour les isolants, aucun menu déroulant n'est encore défini pour spécifier le type car les pertes ne sont pour le moment pas considérées dans les calculs. Mais il sera facile de le définir en temps voulu.

La fiche technique de ces matériaux ainsi que de deux isolants se trouve dans les annexes 9.2 et 9.3.

Figure 20: Capture d'écran des paramètres de la définition de la géométrie

Les paramètres dimensionnels pour la géométrie sont :

- rayon interne (fluide chaud): la désignation interne n'a de sens que pour la géométrie à tubes concentriques
- rayon externe (fluide froid): la désignation externe n'a de sens que pour la géométrie à tubes concentriques
- l'épaisseur des tubes: est la même épaisseur pour toutes les parois de l'échangeur
- l'épaisseur de l'isolant: ne sert dans le programme actuellement qu'à définir les dimensions et le volume de l'échangeur
- la longueur dépliée prévue: est un paramètre qui, bien ajusté, permet de réduire le temps de calcul. Cependant il est préférable de sous-évaluer que de sur-évaluer le paramètre car la surévaluation réduit la "résolution" de la solution en fonction du nombre d'itérations demandées.

5.3 Hypothèses de calcul

Dans la version actuelle du programme nous ne considérons pas les pertes à l'atmosphère ou encore la création d'entropie durant les échanges thermiques, seule la création d'entropie au sein même du fluide est considérée.

De par leur isolation, les parois de l'échangeur sont considérées comme adiabatiques et le flux radial dans l'échangeur est considéré comme négligeable.

Le débit masse est également considéré comme constant aussi bien dans la partie froide que dans la partie chaude.

Par conséquent, en vertu du premier principe de la thermodynamique, la puissance maximale qui peut être échangée s'écrit comme:

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m} \cdot c_p)_{min} \cdot \Delta T_{max}$$

Dès lors, d'après le même principe et en vertu de la conservation de l'énergie, la chaleur évacuée au niveau des gaz de combustion est égale à la chaleur récupérée au niveau de l'eau:

$$\dot{Q} = -\dot{Q}_f = \dot{Q}_c$$

5.4 Organigramme hiérarchique de l'appel des fonctions dans un déroulement classique du programme.

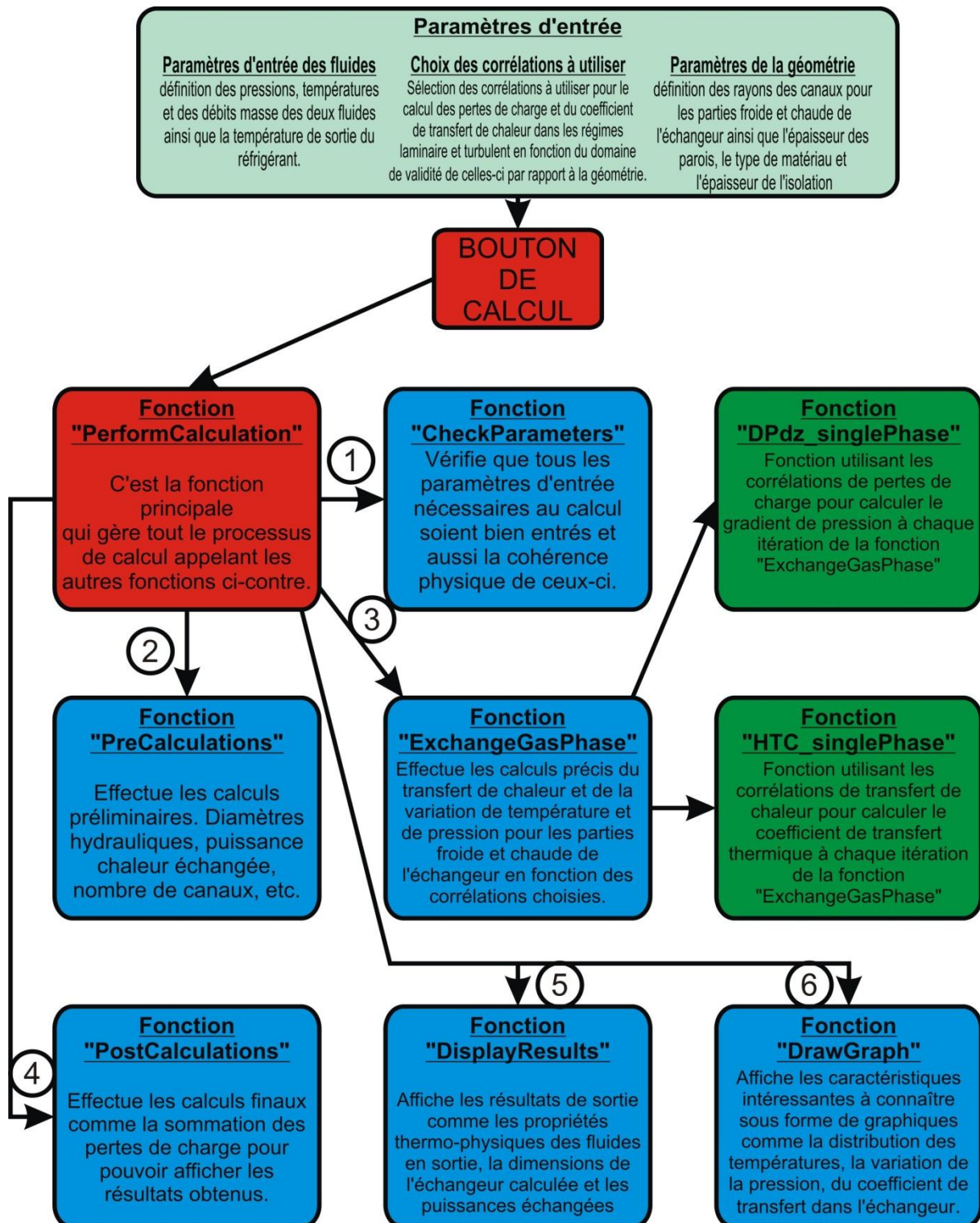


Figure 21: : Représentation schématique de l'architecture de fonction du programme

5.5 Calcul de l'échangeur de chaleur

Tout au long de cette section nous allons présenter les principaux calculs qui se déroulent dans la fonction "exchange_gasPhase" présente dans l'annexe 9.1.1.

5.5.1 Calcul de la longueur de l'échangeur

Comme nous l'avons vu plus haut dans les hypothèses de calcul nous avons:

$$\dot{Q} = -\dot{Q}_f = -\dot{m}_{H_2O} \cdot c_p \cdot (T_{H_2O_{in}} - T_{H_2O_{out}}) = \dot{Q}_c = \dot{m}_{GC} \cdot c_p \cdot (T_{GC_{in}} - T_{GC_{out}})$$

Nous allons maintenant diviser la quantité de chaleur par le nombre d'itérations désiré par l'utilisateur du programme. Ce qui aura pour effet de discrétiser l'échangeur comme représenté dans la figure ci-dessous.

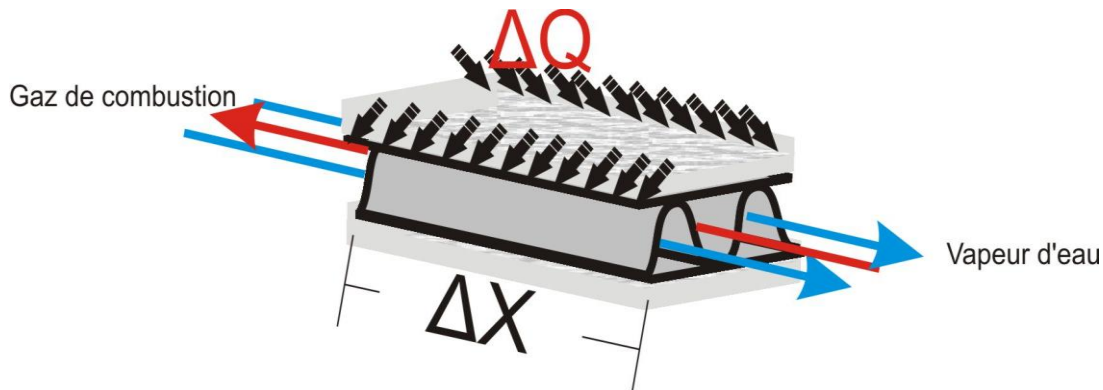


Figure 22: Schéma de discrétisation de l'échangeur

$$\Delta \dot{Q} = \Delta \dot{Q}_i = \frac{\dot{Q}}{\text{Nbre itérations}} \text{ les } \Delta \dot{Q}_i \text{ sont donc tous égaux.}$$

Plus le nombre d'itérations est élevé, plus la "résolution", donc la qualité de la solution, est bonne. Cependant, le nombre d'itérations demandé influence considérablement le temps de calcul du programme. Il est donc judicieux de faire un compromis entre la qualité de la solution et le temps de calcul nécessaire à son obtention.

Comme nous connaissons les coefficients de transfert de chaleur des fluides déterminés par les corrélations et la conductivité thermique du matériau composant l'échangeur il est possible de calculer la résistance thermique équivalente:

$$R_{equ} = \frac{1}{h_{i,conv-chaud} \cdot Per_{chaud}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} + \frac{1}{h_{i,conv-froid} \cdot Per_{froid}}$$

élément de longueur ΔX comme:

$$\Delta X_i = \Delta \dot{Q} \cdot \frac{\left(\frac{1}{h_{i,conv-chaud} \cdot Per_{chaud}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} + \frac{1}{h_{i,conv-froid} \cdot Per_{froid}} \right)}{T_{i,f-chaud} - T_{i,f-froid}}$$

Les ΔX_i ainsi obtenus sont de longueurs différentes car la valeur des résistances thermiques évolue le long de l'échangeur de même que la différence de température entre les gaz de combustion et l'eau.

Finalement, la longueur totale de l'échangeur est obtenue en sommant tout les ΔX_i de la manière suivante:

$$L = \sum_{i=1}^n \Delta X_i$$

5.5.2 Calcul des températures

Les températures sont obtenues par le programme REFPROP en fonction de l'enthalpie et de la pression actualisé à chaque itération.

L'actualisation de l'enthalpie à chaque itération est régulière comme nous pouvons le voir dans l'équation ci-dessous:

$$h_i = h_{i-1} - \frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{m}}$$

Tandis que la variation de la pression est donnée par la corrélation choisie et donc n'est pas régulière au fil des itérations.

Le calcul des températures de la paroi se fait en utilisant le schéma des résistances thermiques présenté ci-dessous.

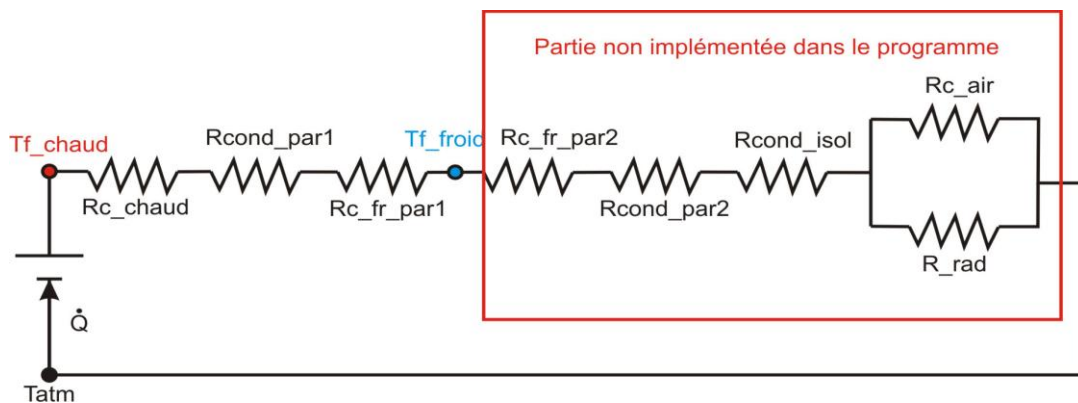


Figure 23: Schéma des résistances thermiques dans une section infinitésimale de l'échangeur

La température de la paroi du côté "chaud" de l'échangeur se calcule donc comme:

$T_{w_{c,i}} = T_{f_{c,i}} - \frac{\Delta q_i}{\alpha_{c,i}}$ où Δq_i est le flux de chaleur et $\alpha_{c,i}$ le coefficient de transfert des gaz de combustion à l'itération i

Et celle donnant sur le côté "froid" se calcule comme:

$T_{w_{f,i}} = T_{w_{c,i}} - \Delta q_i \cdot \frac{e}{\lambda}$ où e est l'épaisseurs et λ le coefficient de conductivité de l'échangeur.

5.5.3 Calcul des pertes de charge

Pour le calcul des pertes de charge nous avons considéré comme négligeables les pertes de charge statiques car l'entrée et la sortie des gaz sont situées à la même hauteur. De même, nous avons considéré comme négligeables aussi les pertes de charge inertielles car la courbure des tubes est assez grande et aussi par le fait que l'on considère le débit masse constant le long de l'échangeur.

Le calcul des pertes de charge frictionnelles dans l'échangeur est réalisé par les corrélations présentées plus haut dans ce rapport.

Enfin les pertes de charge à l'entrée et à la sortie de l'échangeur sont calculées par l'équation:

$$\Delta P = \frac{G^2 \cdot \xi}{2 \cdot \rho}$$

Où le facteur ξ a été déterminé par simulation CFD avec Star CCM+® indépendamment pour la sortie et l'entrée de l'échangeur.

5.5.4 Calcul du rendement et de l'efficacité

Comme nous ne tenons pas compte des pertes au sein de l'échangeur, les valeurs obtenues n'ont pas de réelle signification pour quantifier la performance de l'un ou l'autre des échangeurs. En effet, au stade actuel du programme c'est l'utilisateur, en fixant les paramètres thermodynamiques du réfrigérant et des gaz de combustion, qui détermine l'efficacité et le rendement dont les calculs ne se basent que sur la transformation thermodynamique de ces fluides.

L'efficacité est donc calculée comme

$$\epsilon = \frac{-\dot{m}_{H_2O} \cdot c_p \cdot (T_{H_2O_{in}} - T_{H_2O_{out}})}{(\dot{m} \cdot c_p)_{min} \cdot \Delta T_{max}}$$

Et le rendement exergetique est calculé comme :

$$\eta = \frac{\dot{m}_{H_2O} \cdot [c_p \cdot (T_{H_2O_{out}} - T_{H_2O_{in}}) - T_a \cdot (S(T_{H_2O_{out}}) - S(T_{H_2O_{in}}))]}{(\dot{m} \cdot c_p)_{min} \cdot \Delta T_{max} - \dot{m} \cdot T_a \cdot (S(T_{max}) - S(T_{min}))}$$

5.6 Validation de certains paramètres du modèle à l'aide de la CFD

Comme nous l'évoquons plus haut dans le paragraphe des pertes de charge, nous avons utilisé la CFD dans le but d'évaluer le coefficient de pertes de charge à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. Dans ce but, nous avons pris comme paramètres d'entrée pour les fluides des valeurs réelles du système présenté en introduction.

	Gaz de Combustion : CO ₂ 10% et H ₂ O 90%	Réfrigérant: H ₂ O
Température d'entrée [K]	1300	375
Pression d'entrée [bar]	0.25	1
Débit masse [Kg/s]	0.002	0.0016
Température de sortie prév. [K]	640.86 (calculé)	1100

Les valeurs du tableau ci-dessus seront à avoir en tête plus tard dans certaines parties des résultats. Ces paramètres sont par conséquent, des paramètres de référence pour la suite du rapport.

Pour les paramètres de la géométrie, nous avons bien évidemment pris le type de géométrie en spirale à canaux avec des rayons similaires de 8 [mm] pour les canaux de la partie froide et de la partie chaude et une épaisseur de paroi de 1[mm]

Outre l'évaluation du facteur ξ , ce calcul nous a permis de vérifier d'autres paramètres importants comme les vitesses calculées par le programme et la forme des écoulements dans les zones les plus cruciales que sont l'entrée et la sortie de l'échangeur.

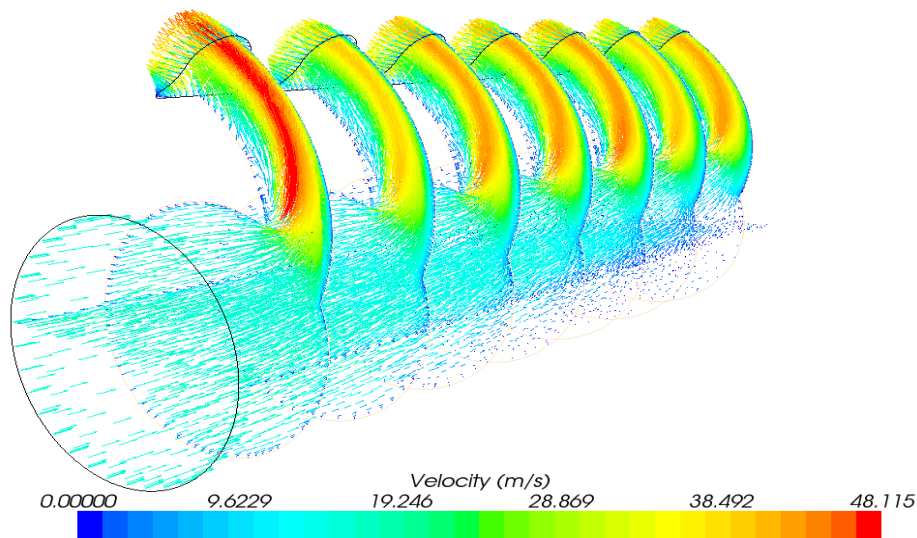


Figure 24: Entrée des gaz de combustion dans l'échangeur de chaleur

En comparant les vitesses moyennes d'entrée dans les canaux avec celles obtenues avec le programme nous remarquons qu'elles collent assez bien autour d'une valeur avoisinant les 25 [m/s]. En ce qui concerne les vitesses de sortie, nous remarquons pour la vapeur surchauffée que la vitesse à la sortie a fortement augmenté par rapport à celle de l'entrée, ceci s'explique par une forte diminution de la densité. A contrario et pour les mêmes raisons, nous observons un ralentissement des gaz de combustion à la sortie par rapport à l'entrée de l'échangeur.

Dans les champs de vitesse représentés dans le graphique ci-dessus, nous voyons bien l'accélération que subit l'écoulement lors du passage dans les canaux. De même en sortie d'échangeur dans la figure ci-dessous, nous voyons bien dans les lignes de courant, l'enroulement que subit la vapeur d'eau autour du tube central avant de ressortir de l'échangeur.

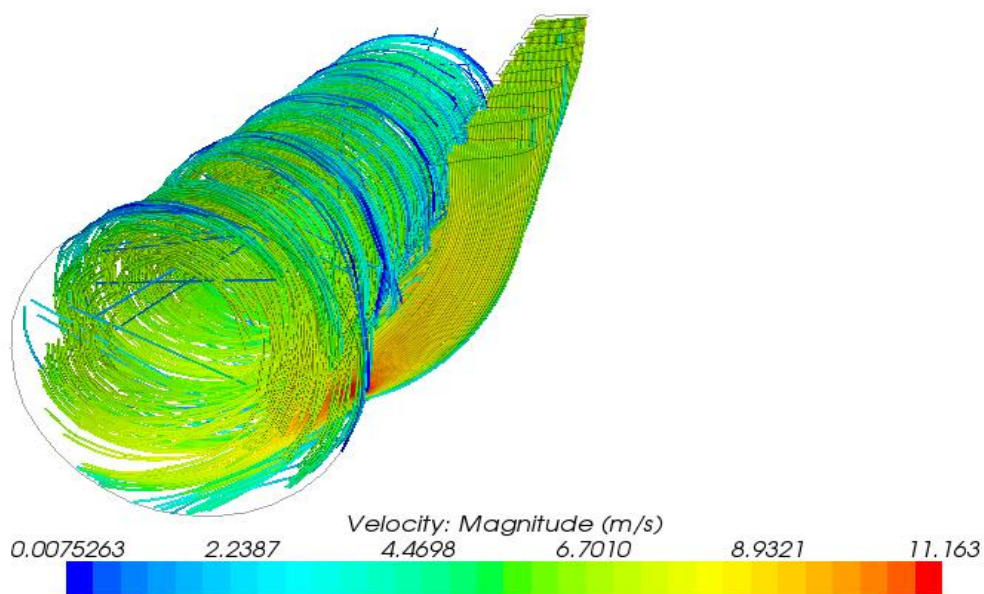


Figure 25: Sortie de la vapeur surchauffée de l'échangeur de chaleur.

L'énorme différence entre les vitesses d'entrée dans l'échangeur calculées pour le réfrigérant et pour les gaz de combustion s'explique par 3 raisons fondamentales:

- la différence de pression (facteur 4)
- la différence de densité du fait de la différence de température et de la composition intrinsèque du fluide (facteur $\cong 4$)
- un débit masse légèrement plus faible (facteur $\cong 1.25$)

5.7 Les sécurités dans le programme

Les sécurités implémentées dans le programme se situent fondamentalement à deux niveaux qui seront discutés dans les sous-chapitres suivants. Fondamentalement, ces sécurités ont pour but d'éviter à l'utilisateur de rentrer par malveillance des paramètres qui n'ont pas de sens physique ou bien au contraire de restituer à celui-ci des résultats qui n'ont pas vraiment de sens.

Ces situations d'erreurs sont systématiquement affublées d'un petit message d'erreur personnalisé qui permet à l'utilisateur non seulement de comprendre où se situe l'erreur mais également de l'aiguiller vers la correction du problème.

5.7.1 Sécurités dans la vérification des paramètres d'entrée

Dans cette partie, les vérifications consistent :

- à contrôler si tous les champs nécessaires aux calculs ont bien été saisis
- si les paramètres de ces champs sont tous des nombres strictement positifs et qu'ils se situent bien dans la bonne plage de valeurs admises.

Ensuite, des contrôles plus fins sont effectués sur les paramètres entrés pour être cohérent avec la physique du problème :

- La température de sortie prévue pour le réfrigérant ne peut pas être inférieure à celle d'entrée.
- La température de sortie du fluide froid ne peut être supérieure à celle d'entrée du fluide chaud (entre également en considération la condition de pincement minimum fixée à 5K).

Enfin, pour la géométrie à tubes concentriques, le rayon du tube interne sommé de l'épaisseur de paroi doit être strictement inférieur au rayon du tube externe.

5.7.2 Sécurité dans les calculs

La sécurité au niveau des calculs se situe surtout au niveau des calculs itératifs. La seule vérification qui est donc effectuée est la convergence des paramètres calculés.

5.8 Sorties du programmes

Dans ce paragraphe, nous présentons en toute généralité les sorties calculées par le programme que ce soit pour les propriétés des gaz, les dimensions du récupérateur ou encore les paramètres du transfert thermique. Les différents graphiques pouvant être affichés sont également présentés.

5.8.1 Paramètres de sortie des gaz de combustion et du réfrigérant

Comme nous le voyons dans la capture d'écran ci-dessous, les paramètres de sortie des fluides sont assez exhaustifs et comportent: la température, la pression de sortie, la vitesse d'entrée des fluides ainsi qu'un descriptif détaillé des pertes de charge et la puissance de pompage

nécessaire pour y faire face. Ces paramètres, ainsi que ceux qui n'ont pas été mentionnés, facilitent grandement le dimensionnement des systèmes accessoires à l'échangeur.

Gaz de combustion	
T° de sortie	643.16 [K]
Pression de sortie	0.241 [bar]
nbre de canaux	7 [-]
section totale d'un canal	2.56 [cm ²]
Vitesse des gaz dans la cond.	25.2023 [m/s]
Perte de à l'entrée	0.450 [mbar]
Perte de charge à la sortie	1.079 [mbar]
Perte de charge frictionnelle	7.711 [mbar]
Puissance de pompage	41.729 [mW]
Réfrigérant	
T° de sortie	1196.35 [K]
Pression de sortie	0.999 [bar]
nbre de canaux	7 [-]
section totale d'un canal	2.56 [cm ²]
Vitesse des gaz dans la cond.	1.5223 [m/s]
Perte de charge à l'entrée	0.022 [mbar]
Perte de charge à la sortie	0.105 [mbar]
Perte de charge frictionnelle	1.116 [mbar]
Puissance de pompage	0.339 [mW]

Figure 26: Capture d'écran des paramètres de sortie des gaz de combustion et du réfrigérant

Remarque importante: En regardant les températures de sortie des gaz de combustion et du réfrigérant, on remarque qu'elles sont légèrement différentes de celles prévues à l'entrée du programme. L'utilisateur non averti pourrait alors croire que le programme tient compte des pertes. En fait, il n'en est rien, cette différence provient simplement de la résolution de discrétisation, donc plus on demande d'itérations au programme plus les températures vont se rapprocher de celles prévues.

5.8.2 Dimensions de l'échangeur calculées

Comme nous l'avons évoqué tout au début du rapport, un des principaux but recherché dans ce projet est de concevoir un échangeur offrant de bonnes performances (comparables à celles des autres échangeurs voir meilleures) tout en restreignant le maximum possible le volume occupé. Il est donc tout naturel que le programme calcule, en plus de la longueur dépliée et de la surface d'échange, les dimensions extérieures et le volume occupé par l'échangeur.

Dimensions du récupérateur	
Longueur dépliée	4.022 [m]
Surface d'échange	2.830 [m ²]
Hauteur	0.553 [m]
Largeur	0.553 [m]
Longueur	0.238 [m]
Volume	0.057 [m ³]

Figure 27: Capture d'écran des paramètres dimensionnels de l'échangeur que calcule le programme

5.8.3 Rendement et efficacité de l'échange de chaleur

Comme nous l'avons déjà dit plus haut, l'affichage de la plupart de ces paramètres, comme les puissances récupérées le rendement ou encore l'efficacité, ne sont là encore qu'à titre indicatif car on ne tient pas compte de toutes les pertes. Par contre, la puissance maximale transférable et l'exergie chaleur maximale transférable sont des valeurs qui ne sont pas affectées par les pertes donc il est possible de les prendre telles quelles.

Transfert de chaleur	
Puissance max. transférable	3248 [w]
Exergie chaleur max.	1978.359 [w]
Puissance totale récupérée	2839.277 [w]
Exergie chaleur réc.	1667.363 [w]
Efficacité	0.874 [-]
Rendement exergétique	0.843 [-]

Figure 28: Capture d'écran des paramètres de sortie du programme relatifs au transfert de chaleur

Dans les variables de sortie présentées ci-dessus, nous pouvons vérifier que la chaleur évacuée dans la partie chaude est identique à la chaleur absorbée dans la partie froide de l'échangeur. Nous remarquons également que les pertes de charge sont plus importantes en diphasique qu'en monophasique ce qui est normal à cause de la formation de bulles dans le fluide. La puissance de pompage étant associée aux pertes de charge, il est tout naturel d'observer que celle-ci est beaucoup plus élevée du côté chaud de l'échangeur où les pertes de charge sont beaucoup plus grandes.

5.8.4 Les graphiques

Il est possible dans le programme d'afficher plusieurs types de graphiques concernant l'évolution des paramètres thermo-physiques des gaz durant l'échange de chaleur. Par défaut, la zone d'affichage graphique affiche la distribution de température en fonction de la position dans l'échangeur (déplié) comme nous pouvons le voir dans la figure ci-dessous.

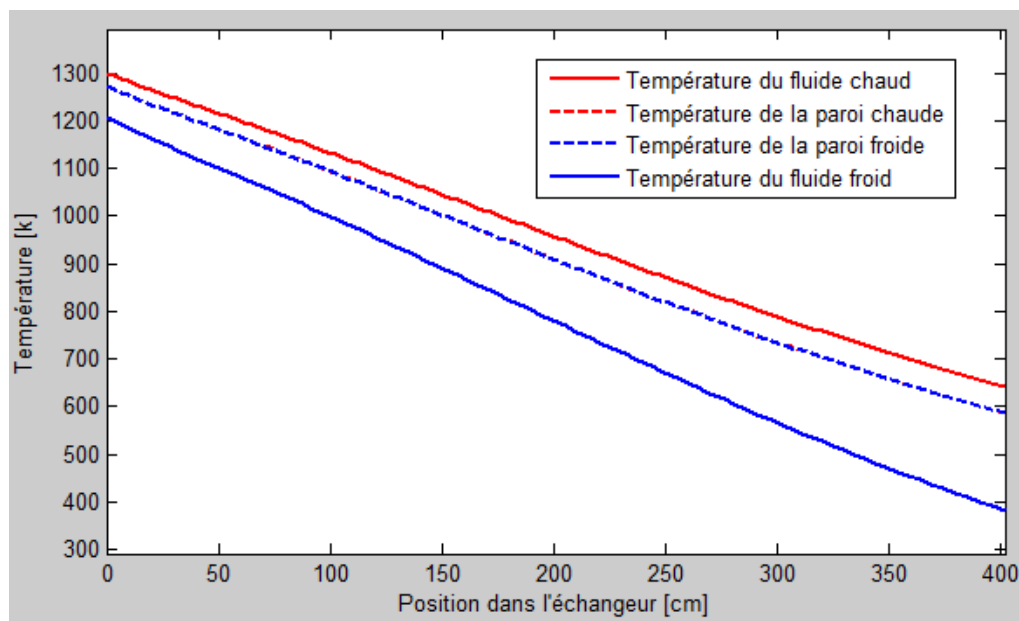


Figure 29: Graphique de distribution de température dans l'échangeur sorti par le programme

Les autres graphiques qu'il est possible d'afficher, toujours en fonction de la position dans l'échangeur, sont :

- la distribution de température rapportée au facteur de Carnot (courbes composites): ce graphique permet de voir la qualité des sources de chaleur présentes et également d'estimer la qualité du transfert de chaleur (fig. ci-dessous).
- la variation de pression pour les gaz de combustion et la variation de pression pour le réfrigérant.
- La variation de température du réfrigérant, des gaz de combustion et de chaque côté de la paroi en contact avec les fluides.
- Les coefficients de transfert de chaleur du réfrigérant et des gaz de combustion

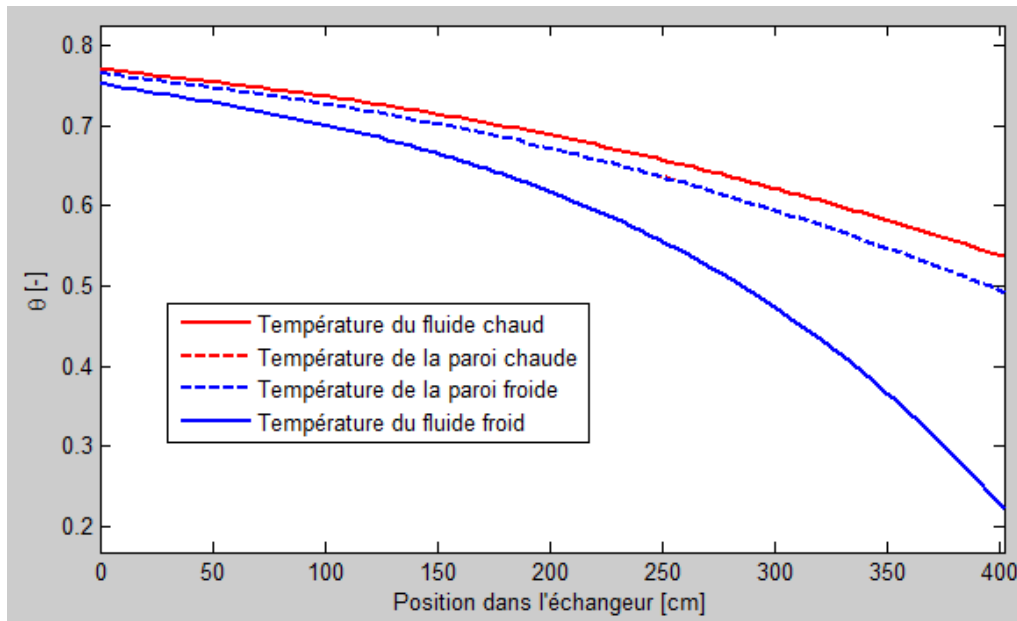


Figure 30: Courbes composites de température au sein de l'échangeur

6 Résultats

Dans ce chapitre, il sera présenté des résultats relatifs à la variation de certains paramètres dans le programme de calcul. Par défaut et s'il n'est rien précisé les paramètres pris seront ceux du cas de référence présenté au §5.6.

6.1 Comparaison entre les trois géométries implémentées dans le programme

Comme nous l'avons déjà signalé à plusieurs reprises tout au long de ce rapport, il n'est pas possible, en l'état actuel du programme, de déterminer de manière quantitative l'efficacité et le rendement de chaque échangeur pour pouvoir les comparer entre eux.

Cependant, il est possible, par une approche détournée, de savoir quel type d'échangeur offre de meilleures prestations pour un volume donné. Pour effectuer ces comparaisons nous allons prendre les paramètres de référence pour les fluides et des diamètres hydrauliques égaux de 5mm pour les canaux. Comme nous sommes en régime laminaire, les corrélations choisies sont celles de Shah et London car elles sont valides pour tous les types de forme de canaux.

Dans le tableau ci-dessous nous pouvons comparer les caractéristiques dimensionnelles des échangeurs en ne considérant pas d'épaisseur d'isolation. Nous constatons que les longueurs dépliées pour les géométries spiral à canaux et cylindrique à canaux sont identiques. Cela

s'explique par le fait que nous avons fait l'hypothèse que les deux géométries possédaient la même forme de canaux en vu de simplifier le programme. Le fait que le volume sans isolation soit également identique pour ces deux géométries confirme bel et bien que la géométrie des canaux est identique et que l'implémentation du programme l'est également.

Géométrie:	spirale à canaux	cylindrique à canaux	à tubes concentriques en spiral
Longueur dépliée [m]	0.694	0.694	13.731
Hauteur/ largeur [m]	0.098	0.198 ³	0.458
Longueur [m]	0.576	0.694	1.104
Volume [m ³]	0.04	0.04	0.182

Tableau 4: Comparaison des grandeurs géométriques des différents types d'échangeur sans isolation.

Nous remarquons d'or et déjà par ce tableau que la géométrie à tubes concentriques est hors course en ce qui concerne notre domaine d'application et que les deux autres géométries se valent dans la conformation présentée ci-dessus.

Par contre si nous faisons ressembler notre modèle à quelque chose de plus réel en ajoutant par exemple une épaisseur d'isolation, nous constatons que la géométrie spirale à canaux tire largement son épingle du jeu. En effet, comme nous pouvons le voir dans le graphique ci-dessous, l'augmentation du volume en fonction de l'épaisseur d'isolation est linéaire pour la géométrie en spirale alors qu'elle est quadratique pour la géométrie cylindrique. Les deux courbes divergent donc de plus en plus avec l'utilisation d'une isolation plus épaisse.

Il faut remarquer également que l'épaisseur nécessaire d'isolation est sans doute moindre pour la géométrie en spirale vu la surface plus directement en contact avec l'atmosphère est celle à plus basse température.

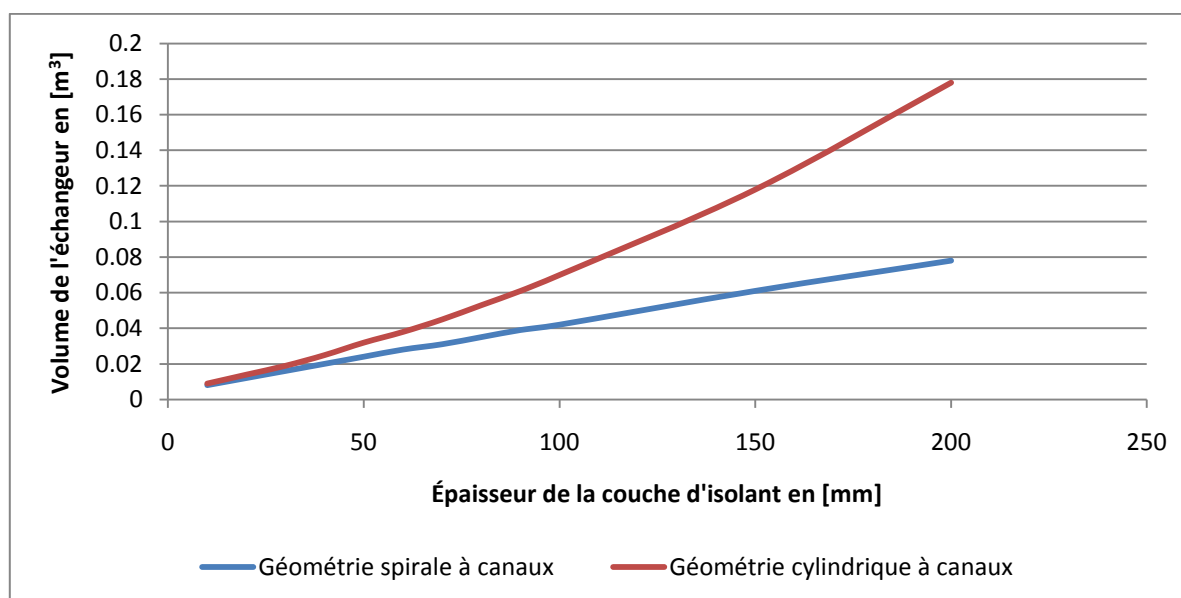


Figure 31: Comparaison du volume de l'échangeur en fonction de l'épaisseur de la couche d'isolation

³ Cette dimension prend en compte l'espace creux au centre de ce type d'échangeur. Par contre le volume calculé de l'échangeur est le volume net (sans le vide).

Si nous considérons maintenant le volume de l'échangeur par rapport à la longueur dépliée nous remarquons également que la géométrie spirale est plus avantageuse que la cylindrique. En effet, comme nous le voyons dans le graphique ci-dessous, l'évolution du volume en fonction de la longueur dépliée est cette fois plus ou moins linéaire pour les deux géométries. Cependant, plus la longueur dépliée augmente plus la géométrie en spirale a un volume faible par rapport à la géométrie cylindrique.

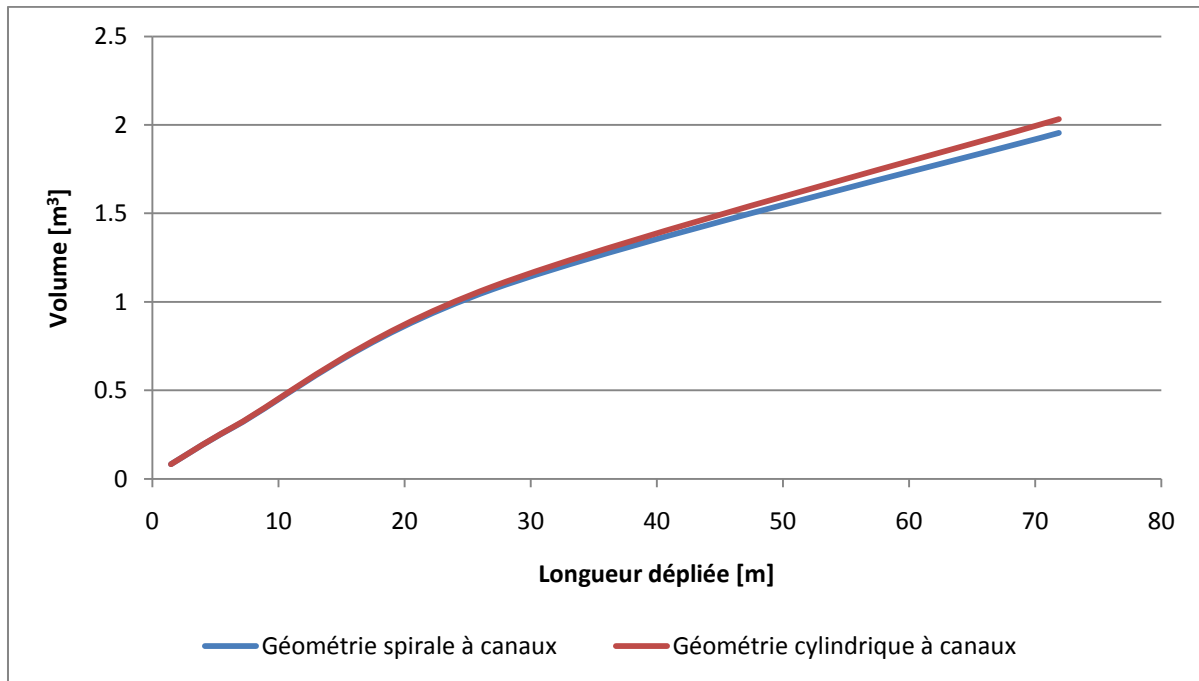


Tableau 5: Volume de l'échangeur en fonction de la longueur dépliée sans isolant⁴

Par ces observations, il résulte en fin de compte que la géométrie en spirale est toujours plus compacte que celles que nous avons comparées et qu'elle devient aussi d'autant plus avantageuse avec une grande installation nécessitant une grande surface d'échange.

En conclusion de ce paragraphe, nous avons pu voir que la géométrie en spirale à canaux offre le meilleur rapport chaleur transmise par rapport au volume occupé car la chaleur transmise et grosso modo proportionnelle à la surface d'échange.

La géométrie à tubes concentrique présente quant à elle le pire rapport entre chaleur transmise et volume occupé. Et au vu des performances médiocres qu'elle présente dans ce type d'application, elle peut être complètement écartée pour la suite.

6.2 Comparaison entre les différentes corrélations

Pour comparer les différentes corrélations nous avons pris pour le régime laminaire les mêmes paramètres que pour le §6.1 et les paramètres suivants pour le régime turbulent:

- Débit masse de 0.2 [kg/s] pour les gaz de combustion
- Débit masse de 0.16 [kg/s] pour le réfrigérant
- rayon du canal pour la partie chaude de 15 [mm]
- rayon du canal pour la partie froide de 15 [mm]

Les autres paramètres sont restés aux valeurs de références du §5.6.

⁴ La variation de la longueur dépliée a été obtenue en faisant varier les rayons des canaux, les deux autres paramètres qui ont été modifiés par rapport à ceux de références sont les débits masse qui ont été multipliés par 10.

Les corrélations donnant des longueurs d'échangeur différentes, nous avons dû normaliser par celles-ci pour pouvoir comparer les corrélations entre elles.

6.2.1 Régime laminaire

En régime laminaire, nous remarquons que les deux corrélations de Shah et celle de WeiJoshi donnent quasiment les mêmes coefficients de transfert de chaleur moyens ainsi qu'approximativement le gradient de pertes de charge.

Les corrélations de Muzychka Yvanovich et Colgan prédisent un coefficient **moyen** de transfert de chaleur environ 40-50% inférieur aux autres (38% pour Muzychka Yvanovich et 48% pour Colgan).

Pour les corrélations de pertes de charge, seule celle de Muzychka Yvanovich est sous-prédictive d'environ 50% tandis que cette fois la corrélation de Colgan est surprédictive de 200% par rapport aux trois autres qui se tiennent dans un mouchoir de poche.

Nous pouvons également apprécier que les corrélations de Colgan, aussi bien pour la détermination du coefficient de transfert de chaleur que pour celui du gradient de pertes de charge, sont assez différentes dans leur forme par rapport aux autres corrélations. L'explication est que les corrélations de Colgan ont spécialement été développées pour les échangeurs à mini et micro canaux dont le diamètre hydraulique est inférieur à 5[mm] et que la physique des écoulements est quelque peu modifiée à ces échelles.

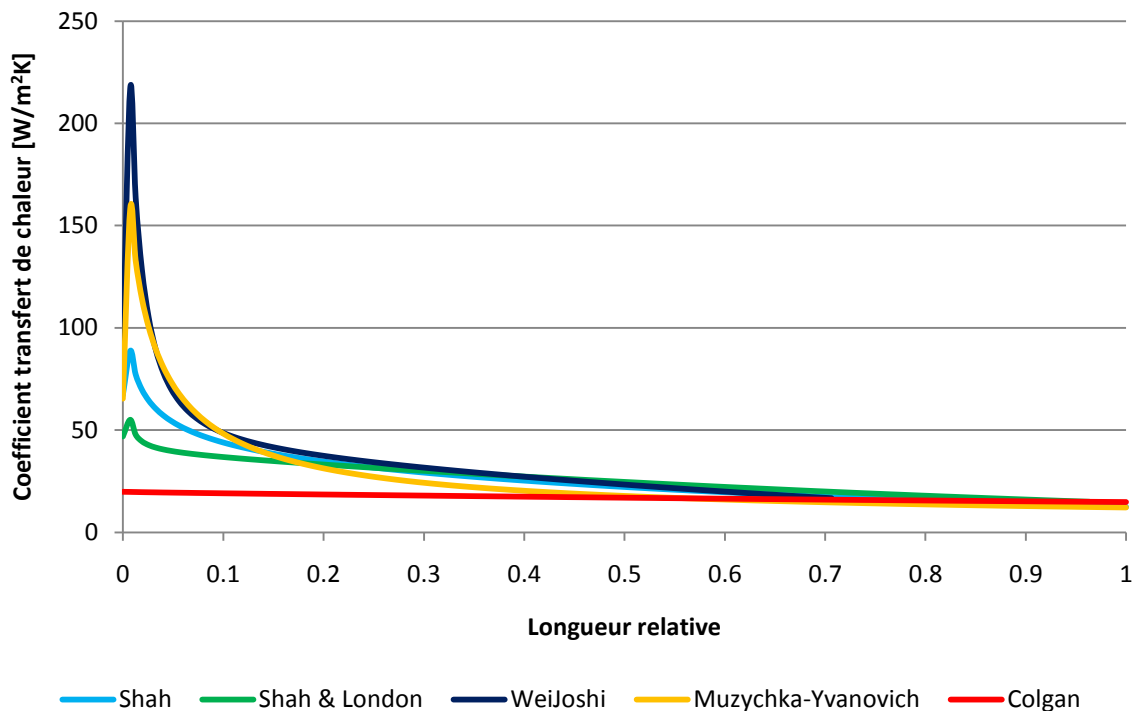


Figure 32: Comparaison des coefficients de transfert thermique obtenus par différentes corrélations en régime laminaire.

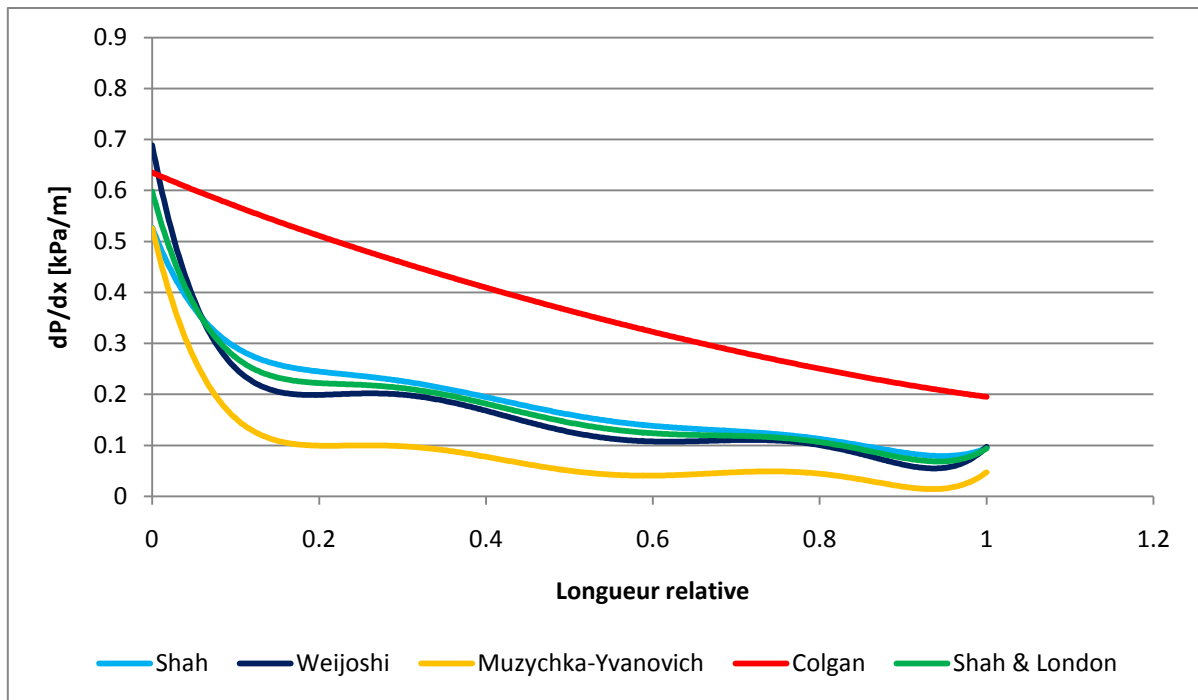


Figure 33: Comparaison des gradients de pertes de charge obtenus par différentes corrélations en régime laminaire

6.2.2 Régime turbulent

Les corrélations prédisant le coefficient de transfert de chaleur en régime turbulent sont assez semblables dans leur profil mais pas dans leurs prédictions quantitatives. En effet, la corrélation de Gnielinski prédit un coefficient moyen de transfert de chaleur environ 20% plus faible que celle de Colburn.

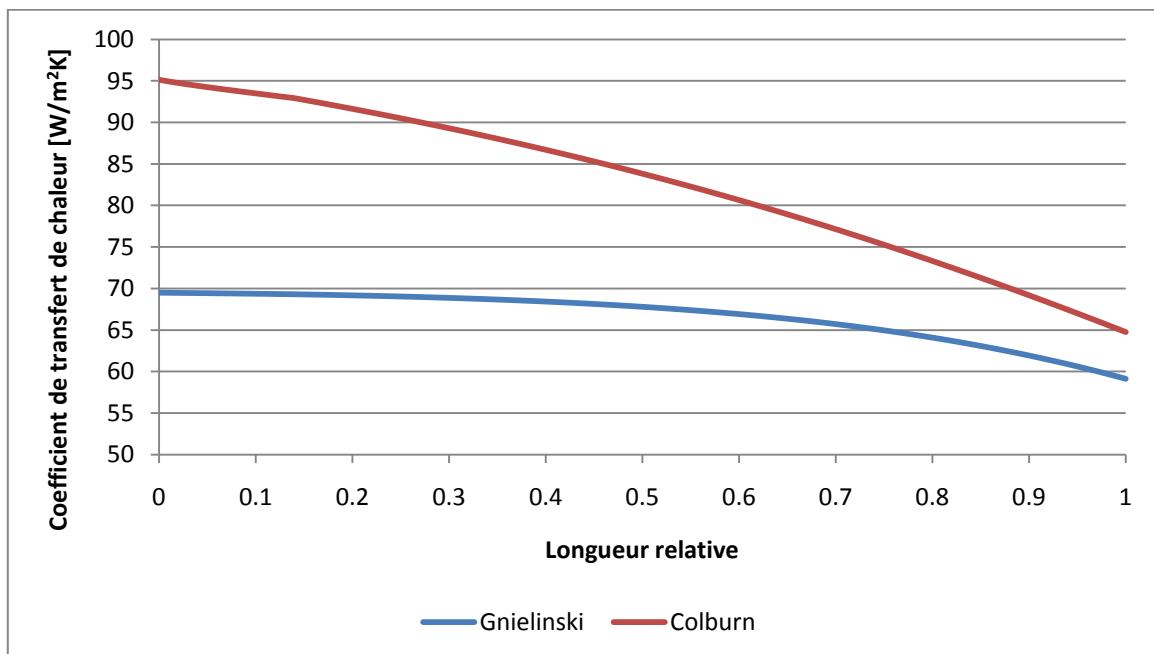


Figure 34: Comparaison des coefficients de transfert thermique obtenus par différentes corrélations en régime turbulent

On remarque dans le graphique ci-dessous que les corrélations de pertes de charge en régime turbulent sont assez proche les unes des autres et de plus ont des profils quasi-similaires.

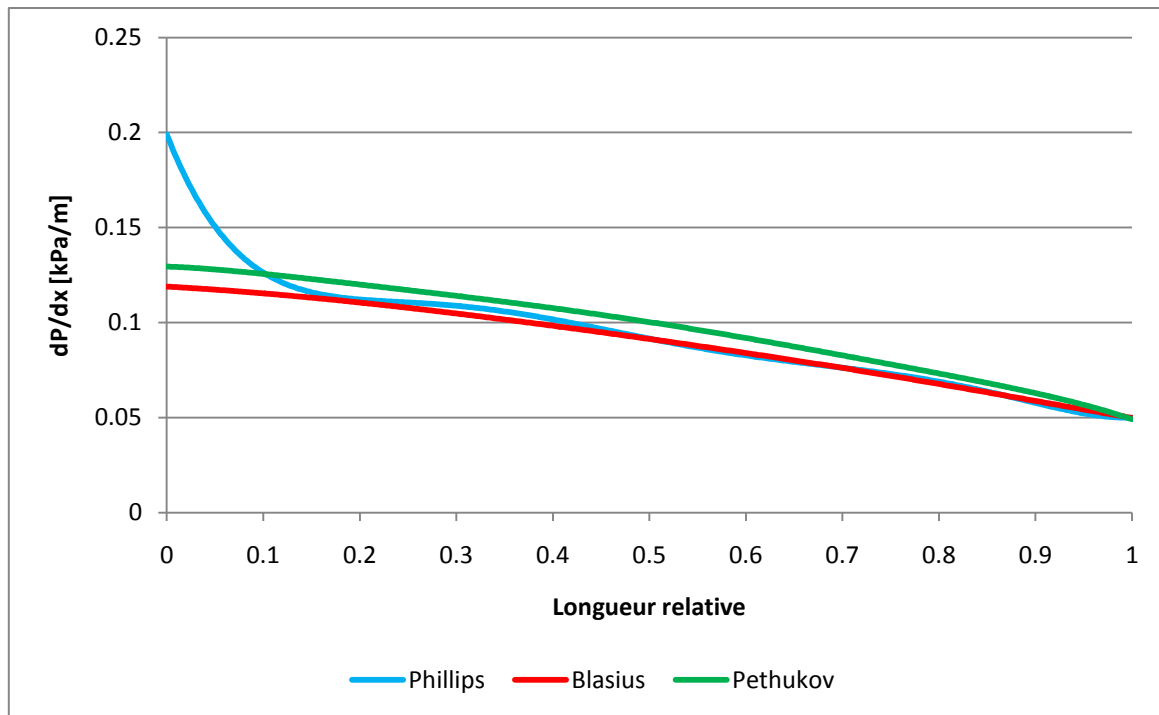


Figure 35: Comparaison des gradients de pertes de charge obtenus par différentes corrélations en régime turbulent

6.3 Effets engendrés par la variation de certains paramètres

Dans ce paragraphe, nous allons jouer un peu avec les différents paramètres du programme en gardant comme référence les paramètres que nous avons défini dans le §5.6. Nous testerons ainsi comment se réadaptent les paramètres de sortie du programme en fonction des changements

6.3.1 Le débit masse

Le débit masse imposé à une nette influence sur le transfert de chaleur et sur la variation de pression, nous avons donc décidé d'étudier l'influence de la variation de ce paramètre.

À cet effet, le paramètre de débit massique des gaz de combustion a été doublé passant de 0.002 [kg/s] (case de base) à 0.004 [kg/m²s]. Normalement, on pourrait s'attendre à une augmentation drastique des pertes de charge dans les paramètres de sortie des gaz de combustion. Cependant, comme le programme est adaptatif, en changeant ce paramètre il s'est réadapté en doublant le nombre de canaux ce qui, conjointement à la diminution d'un facteur 4 de la longueur dépliée calculée pour l'échangeur, a produit l'effet inverse, soit une diminution des pertes de charge frictionnelles d'un facteur 2 environ (2.931 [mbar] contre 7.248 [mbar]). Les pertes de charge à l'entrée sont restées identiques (0.45 [mbar]) tandis que celles de la sortie ont quelque peu augmenté (1.626 [mbar] contre 1.076 [mbar] dans le cas de base). En revanche, dû à l'augmentation du débit masse, la puissance de pompage a quelque peu augmenté passant de 39.630 [mW] à 45.215 [mW]. Pour les paramètres de la partie froide ce changement a provoqué globalement une division par 4 des pertes de charge et de la puissance de pompage et une division par deux de la vitesse à l'entrée de l'échangeur. La puissance chaleur transférée de la partie chaude à la partie froide n'a pas changé car le facteur limitant est le réfrigérant pour lequel le débit masse n'a pas changé. Par contre, si l'on double également le débit masse du réfrigérant on s'aperçoit que quasiment tous les paramètres sont similaires au cas de base à part le nombre de canaux, les puissances (puissance de pompage

compris) qui doublent. On peut ainsi vérifier que la puissance est proportionnelle au débit masse : $\dot{Q} \propto \dot{m}$.

Finalement, au niveau du graphique des températures, nous observons pour le cas où seul le débit masse des gaz de combustion a été augmenté une plus rapide montée en température du réfrigérant et une plus faible diminution de la température dans les gaz de combustion (984.61 K contre 635.87 pour le cas de base). Ce phénomène se traduit visuellement de le graphique de distribution des températures par un plus grand écartement entre la température du réfrigérant et des gaz de combustion.

6.3.2 Influence du matériau choisi dans la fabrication de l'échangeur

Pour une faible épaisseur de paroi (≤ 1 mm) comme celle que l'on suppose dans notre modèle, la conductivité thermique des matériaux qui constitue l'échangeur n'a pas une influence tant que celle-ci est une résistance thermique plus forte que celle de la couche limite dans le fluide. Ainsi, même si la meilleure céramique choisie a une conductivité thermique environ 7x plus élevée que l'acier inox GX12CR14, la différence de longueur d'échangeur calculée n'est que de 0.05% en excluant les pertes (cf. tableau ci-dessous).

L'avantage des matériaux céramiques n'est pas seulement leur meilleure conductivité thermique. En effet, ils résistent aussi très bien aux hautes températures allant jusqu'à plus de 1500°C, mais leur gros désavantage est qu'ils sont plus de 10 fois plus chers à mettre en œuvre pour notre géométrie.

En vu de l'augmentation des températures pour accroître le rendement de la turbine il faudra bien passer à ce type de matériaux car même les aciers "haute température" arrivent à leur limite thermique aux températures auxquelles on souhaite les utiliser déjà à l'heure actuelle et de plus des oxydes de chrome très nocifs ont tendance à se former à ces températures élevées.

Matériau	Acier Inox GX12Cr14	Acier HT 13CrMo4-5	Céramique TiN	Céramique AlN-Ti80
Conductivité	25 [W/mK]	44 [W/mK]	110 [W/mK]	180 [W/mK]
Longueur dép.	4021.8 [mm]	4021.0 [mm]	4020.3 [mm]	4020.1 [mm]

Tableau 6: Comparaison de la longueur dépliée obtenue par rapport à chaque matériau (épaisseur 1 [mm])

6.3.3 Influence de la taille des canaux

La géométrie des canaux dans ce type d'échangeur conditionne en grande partie les pertes de charge ainsi que le transfert de chaleur de part et d'autre de l'échangeur, il est donc intéressant d'étudier son influence.

Pour des raisons de commodités, notamment dans le design CAO, nous avons considéré des sections égales pour les canaux où passent les gaz de combustion et pour les canaux où passe le réfrigérant. Si nous regardons les paramètres de sortie pour le cas de base, nous voyons que les pertes de charge les plus importantes se situent au niveau de la partie chaude ce qui est à éviter absolument car les pertes de charge à hautes températures créent plus d'entropie, donc de pertes que les pertes de charge à basse température. Qui plus est, comme les gaz de

combustion sont à un quart de la pression atmosphérique, les pertes de charge nuisent à la recompression qui s'effectuera après la sortie de l'échangeur.

Nonobstant, les dimensions des canaux étant assez grossières dans le cas de base, les pertes de charge dans la partie des gaz de combustion restent raisonnables tandis que pour la partie froide elles sont quasi inexistantes.

Dès lors la modification que nous allons entreprendre est une réduction drastique du rayon des canaux de la partie froide (1 [mm] contre 8 [mm] pour le cas de base) ce qui aura pour effet d'augmenter le coefficient de transfert entre la paroi de l'échangeur et le réfrigérant et également bien évidemment les pertes de charge. Afin de simplifier la visualisation du résultat nous allons présenter la situation sous la forme d'un tableau résumant la situation avant et après la modification du paramètre.

Dans ce paragraphe, nous allons nous pencher sur les choses importantes à relever dans le tableau. Une diminution importante de la surface d'échange nécessaire dénote que le transfert de chaleur est devenu meilleur. Cela peut aussi se voir dans le graphique du bas où les températures des parois se situent, pour le cas modifié, exactement au milieu des fluides chaud et froid contrairement au cas de base où elles étaient plus proche du fluide chaud. Il faut encore remarquer que le nombre de canaux a augmenté, faisant croître également les pertes de charge à l'entrée et à la sortie de l'échangeur pour les deux fluides. Cependant pour la partie des gaz de combustion, les pertes de charge sont devenues plus faibles par la diminution de la longueur de l'échangeur ce qui globalement s'est traduit par une diminution des pertes de charge dans cette partie. La partie du réfrigérant a quant à elle observé comme prévu une forte augmentation des pertes de charge.

Cas de base rayon 2= 8 [mm]	Cas modifié rayon 2= 1[mm]
<p>Paramètres de sortie</p> <p>Gaz de combustion</p> <p>T° de sortie 643.16 [K]</p> <p>Pression de sortie 0.241 [bar]</p> <p>nbre de canaux 7 [-]</p> <p>section totale d'un canal 2.56 [cm²]</p> <p>Vitesse des gaz dans la cond. 25.2023 [m/s]</p> <p>Perte de à l'entrée 0.450 [mbar]</p> <p>Perte de charge à la sortie 1.076 [mbar]</p> <p>Perte de charge frictionnelle 7.248 [mbar]</p> <p>Puissance de pompage 39.630 [mW]</p> <p>Réfrigérant</p> <p>T° de sortie 1196.35 [K]</p> <p>Pression de sortie 0.999 [bar]</p> <p>nbre de canaux 7 [-]</p> <p>section totale d'un canal 2.56 [cm²]</p> <p>Vitesse des gaz dans la cond. 1.5223 [m/s]</p> <p>Perte de charge à l'entrée 0.022 [mbar]</p> <p>Perte de charge à la sortie 0.105 [mbar]</p> <p>Perte de charge frictionnelle 1.051 [mbar]</p> <p>Puissance de pompage 0.321 [mW]</p> <p>Dimensions du récupérateur</p> <p>Longueur dépliée 4.022 [m]</p> <p>Surface d'échange 2.830 [m²]</p> <p>Hauteur 0.553 [m]</p> <p>Largeur 0.553 [m]</p> <p>Longueur 0.238 [m]</p> <p>Volume 0.057 [m³]</p>	<p>Paramètres de sortie</p> <p>Gaz de combustion</p> <p>T° de sortie 643.16 [K]</p> <p>Pression de sortie 0.243 [bar]</p> <p>nbre de canaux 15 [-]</p> <p>section totale d'un canal 1.1696 [cm²]</p> <p>Vitesse des gaz dans la cond. 25.7423 [m/s]</p> <p>Perte de à l'entrée 0.470 [mbar]</p> <p>Perte de charge à la sortie 1.113 [mbar]</p> <p>Perte de charge frictionnelle 5.103 [mbar]</p> <p>Puissance de pompage 30.196 [mW]</p> <p>Réfrigérant</p> <p>T° de sortie 1196.41 [K]</p> <p>Pression de sortie 0.987 [bar]</p> <p>nbre de canaux 15 [-]</p> <p>section totale d'un canal 0.4504 [cm²]</p> <p>Vitesse des gaz dans la cond. 4.0378 [m/s]</p> <p>Perte de charge à l'entrée 0.153 [mbar]</p> <p>Perte de charge à la sortie 0.744 [mbar]</p> <p>Perte de charge frictionnelle 11.914 [mbar]</p> <p>Puissance de pompage 3.495 [mW]</p> <p>Dimensions du récupérateur</p> <p>Longueur dépliée 1.620 [m]</p> <p>Surface d'échange 1.374 [m²]</p> <p>Hauteur 0.329 [m]</p> <p>Largeur 0.329 [m]</p> <p>Longueur 0.300 [m]</p> <p>Volume 0.025 [m³]</p>

Tableau 7: Comparaison des paramètres de sortie après modification du rayon des canaux de la partie chaude

7 Conclusions

En définitive, un nouveau concept de récupérateur avec une géométrie en spirale a été étudié. Pour cela, un programme de dimensionnement et d'évaluation de performance a été conçu dans le but de comparer le nouveau design aux anciens et de pouvoir ainsi évaluer les avantages et les inconvénients de ce nouveau récupérateur.

Le programme a pu déterminer que la géométrie à canaux en spirale est celle qui, à priori, présente le plus d'avantages car les pertes de chaleur à l'atmosphère sont limitées par le fait que les flux les plus chauds sont confinés au centre de l'échangeur, que les coûts et difficultés d'assemblage sont comparables aux deux autres géométries et finalement que par rapport à la taille des canaux cette géométrie occupe le volume le plus faible.

Malgré l'implémentation dans le programme d'un large système de sécurité permettant de détecter les erreurs de paramètres d'entrée, les erreurs de physique du problème, etc., il reste encore des situations critiques où le programme peut être mis à mal avec l'utilisation de REFPROP notamment.

7.1 Continuité du projet

Comme nous avons pu le voir tout au long du rapport ce projet est encore loin d'être fini. En effet, il reste à implémenter dans le programme de calcul un modèle tenant compte des pertes à l'atmosphère et à travers l'échangeur en prenant en compte le coefficient de conductivité, l'épaisseur et le type d'isolant choisi. Il faudrait aussi intégrer dans le programme un module calculant la génération d'entropie durant le transfert de chaleur en s'inspirant de l'article de M. Lerou [14].

Enfin, en vue d'une validation du programme, il faudrait réaliser le calcul du transfert de chaleur avec un code de volumes finis afin de comparer les résultats et ensuite, réaliser un prototype de mesure pour calibrer et valider expérimentalement le tout.

7.2 Remerciements

Je tiens à remercier particulièrement mon assistant, Emanuele Facchinetti, qui a toujours été d'une disponibilité et d'une aide exemplaires dans les moments les plus difficiles.

Je tiens également à remercier le Professeur Daniel Favrat, qui par son background technique a permis de mettre en évidence les problèmes auxquelles nous devons faire face lors de la première présentation du projet.

Lausanne, le 08.01.2010

Angel Iglesias

8 Bibliographie

8.1 Ouvrages

- [1] *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Edition*, Franck P. Incropera, David P.DeWitt, Bergman and Lavine, 2006
- [2] *Engineering Databook III*. J.R Thome, 2009,Wolverine Tube, inc.
- [3] *A Heat Transfer Textbook 3e Edition*, John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V, January 2008

8.2 Articles

- [4] Hybrid Cycle SOFC-Inverted Gas Turbine with CO₂ separation, Emanuele Facchinetti, Patent P2040WW00/13-87 arv1, EPF Lausanne
- [5] *Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines*, Colin F. McDonald *, McDonald Thermal Engineering, 1730 Castellana Road, La Jolla, CA 92037, USA, 3 December 2002
- [6] *Low-cost compact primary surface recuperator concept for microturbines*, Colin F. McDonald*, McDonald Thermal Engineering, 1730 Castellana Road, La Jolla, CA 92037, USA, 2 February 1999
- [7] *Evaluation of the Cross Corrugated and Some Other Candidate Heat Transfer Surfaces for Microturbine Recuperators*, E. Utriainen, B. Sunde'n, Division of Heat Transfer, Lund Institute of Technology, 2002 Sweden
- [8] *HIGH PERFORMANCE & COST EFFECTIVE RECUPERATOR FOR MICRO-GAS TURBINES*, Gunnar Lagerström, M.Sc Max Xie, Ph.D, Rekuperator Svenska AB, Sweden
- [9] *The Ubiquitous Personal Turbine-A Power Vision for the 21st Century*, C. F. McDonald, C. Rodgers, Journal of Engineering for gas Turbines and Power, 2002.
- [10] *Investigation of physical properties for CO₂/H₂O mixtures for use in semi-closed O₂/CO₂ gas turbine cycle with CO₂ capture*, Ragnhild E. Ulfsnes, Geir Karlsen, Kristin Jordal and Olav Bolland, Department of energy and process engineering, Norwegian University of Science and Technology.
- [11] *Development of a gas turbine with a 20mm rotor: review and perspectives*, D.Reynaerts, J. Van Den Braembusshe, P. Hendrick,..., Leuven , Belgium.
- [12] *Micropower generation with microgasturbines: a challenge*, J. Peirs, T. Waumans, P. Vleugels,..., Belgium, August 2006.
- [13] *CHP case studies- Saving Money and Increasing Security*, Stephen F. Gillette. Capstone Turbine Corporation
- [14] *Optimization of counterflow heat exchanger geometry through minimization of entropy generation*, P.P.P.M. Lerou, T.T. Veenstra, J.F. Burger, H.J.M. ter Brake *, H. Rogalla, Low Temperature Division, Faculty of Science and Technology, University of Twente, P.O. Box217, 7500 AE Enschede, The Netherlands, 25 January 2005
- [15] *Etude d'un Récupérateur de Chaleur Croisé à Tubes Lisses* ,C. Bougriou, Institut de Mécanique, Université de Batna Algérie, 1999
- [16] *Materials Selection for High Temperature (750°-1000°C) Metallic Recuperators for Improved Efficiency Microturbines*, Bruce A. Pint, Robert W. Swindeman, Karren L. More and Peter F. Tortorelli, Oak Ridge National Laboratory, Metals and Ceramics Division,Oak Ridge, Tennessee
- [17] *Determination of the Optimum Geometry of the Heat Exchanger Body Via A Genetic Algorithm*, Ibrahim Ozkol ; Guven Komurgoz , Faculty of Electric & Electrics, Istanbul Technical University 01 August 2005.

8.3 Sites internet et pages web

- [18] <http://www.matbase.com/material/ferrous-metals/high-temperature-steel/>
- [19] <http://www.matbase.com/material/ceramics/nitrides/>
- [20] http://www.flumroc.ch/fr/produkte/technische_daemmung.php
- [21] <http://www.unifrax.com/>
- [22] http://www.ingersollrandproducts.com/IS/Category.aspx-eu_en-35284

9 Annexes

9.1 Fonctions importantes du programme

9.1.1 Exchange_gasPhase

```
function o = exchange_gasPhase(o)
L_act=o.data.Lpr;
L_ant= 0;

switch(o.data.geomtype)
% calcul des résistances thermiques propre à chaque géométrie
% les dz seront calculés à postériori dans la boucle
    case 'canaux_spirale';

        Aconv_chaud= o.data.nb*pi*(o.data.r1+(o.data.r2+o.data.e));%*dz;

        Rcond_tube1=((log((o.data.r1+o.data.e)/o.data.r1))/(4*pi*lambda(o)))+(log((o
        .data.r2+o.data.e)/o.data.r2))/(4*pi*lambda(o))/o.data.nb;%*dz;
        A_conv1_fr = o.data.nb*pi*(o.data.r2+(o.data.r1+o.data.e));%*dz;
        %
        A_conv2_fr = 2*o.data.r2*dz;
        %
        Rcond_tube2=1/(lambda(o)*o.data.e);
        %
        Rcond_isol =1/(lambda_isol()*o.data.e_isolant);
        %
        Arad_conv_nat=2*(o.data.r2)*dz;

    case 'canaux_cylindriques';

        Aconv_chaud= o.data.nb*pi*(o.data.r1+(o.data.r2+o.data.e));%*dz;

        Rcond_tube1=((log((o.data.r1+o.data.e)/o.data.r1))/(4*pi*lambda(o)))+(log((o
        .data.r2+o.data.e)/o.data.r2))/(4*pi*lambda(o))/o.data.nb;%*dz;
        A_conv1_fr = o.data.nb*pi*(o.data.r2+(o.data.r1+o.data.e));%*dz;
        %
        A_conv2_fr = 2*o.data.r2*dz;
        %
        Rcond_tube2=1/(lambda(o)*o.data.e);
        %
        Rcond_isol =1/(lambda_isol()*o.data.e_isolant);
        %
        Arad_conv_nat=2*pi/(2*o.data.nb)*(o.data.r2)*dz;

    case 'tubes_cocentriques';

        Aconv_chaud=o.data.nb*2*pi*o.data.r1;%*dz;

        Rcond_tube1=(log((o.data.r1+o.data.e)/o.data.r1))/(2*pi*lambda(o));%*dz;
        A_conv1_fr = 2*pi*(o.data.r1+o.data.e);%*dz;
        %
        A_conv2_fr = 2*pi*o.data.r2*dz;
        %
        Rcond_tube2=(log((o.data.r2+o.data.e)/o.data.r2))/(2*pi*lambda(o)*dz);
        %
        Rcond_isol=(log((o.data.r2+o.data.e+o.data.e_isolant)/(o.data.r2+o.data.e))
        )/(2*pi*lambda_isol()*dz);
        %
        Arad_conv_nat=2*pi*(o.data.r2+o.data.e+o.data.e_isolant)*dz;

end

ncalc = ceil(o.modelparams.res) + 1;
```

```

while (abs(L_act-L_ant)>1e-4)

    %détermination de la discrétisation spatiale%
    o.variables.z = linspace(0, L_act, ncalc);
    o.variables.DeltaT= zeros(1, ncalc);
    o.variables.delta_z= zeros(1, ncalc);
    o.variables.hP = zeros(1, ncalc);
    o.variables.hH = zeros(1, ncalc);
    o.variables.hTf = zeros(1, ncalc);
    o.variables.halpha = zeros(1, ncalc);
    o.variables.cP = zeros(1, ncalc);
    o.variables.cH = zeros(1, ncalc);
    o.variables.cTf = zeros(1, ncalc);
    o.variables.calpha = zeros(1, ncalc);
    %o.variables.Text = zeros(1, ncalc);
    %o.variables.dq = zeros(1, ncalc);
    %o.variables.q = o.data.q_max*ones(1,ncalc);

%
%initialisation des variables
%

    o.variables.DeltaT(1)= o.data.htin-o.data.Tatm;
    o.variables.hP(1) = o.data.hPin-o.data.hdPinlet;
    o.variables.hH(1) = o.data.hHin;
    o.variables.hTf(1) = o.data.htin;
    o.variables.halpha(1) = HTC_singlePhase(o, o.variables.hTf(1),
o.variables.hP(1), o.variables.z(2), 'chaud');
    o.variables.cP(1) = o.data.cPin-o.data.cdPinlet;
    o.variables.cH(1) = o.data.cHout;
    o.variables.cTf(1) = o.data.ctoutpr;
    %facteur estimé sortie des valeurs exp. d'après Heat transfer book
    o.variables.calpha(1) =HTC_singlePhase(o, o.variables.cTf(1),
o.variables.cP(1), o.variables.z(2), 'froid');
    % o.variables.Text(1) = o.variables.hTf(1)-
o.data.Qmax*(1/(o.variables.halpha(1)*Aconv_chaud)+...
    %
Rcond_tube1+1/(o.variables.calpha(1)*A_conv1_fr)+1/(o.variables.calpha(1)*A
_conv2_fr)+...
    % Rcond_tube2+ Rcond_isol);
    %o.variables.q(1) = o.data.q_max;

% o.variables.dq(1) =
abs(o.variables.DeltaT(1)/((1/(o.variables.halpha(1)*Aconv_chaud)+...
%
Rcond_tube1+1/(o.variables.calpha(1)*A_conv1_fr)+1/(o.variables.calpha(1)*A
_conv2_fr)+...
% Rcond_tube2+
Rcond_isol+R_rad_conv(o,o.variables.Text(1),Arad_conv_nat))*ncalc));
%
    % on suppose constant la puissance chaleur échangée pour chaque éléments
    % de longueur qui eux ne sont pas constant...

    o.data.deltaQ=o.data.Q/ncalc;
    %iterations le long de l'échangeur%

for i = 2:1:ncalc

```

```

dz=o.data.deltaQ *(1/(o.variables.halpha(i-1)*Aconv_chaud)+...
Rcond_tube1+1/(o.variables.calpha(i-
1)*A_conv1_fr))/ (o.variables.hTf(i-1)-o.variables.cTf(i-1));
o.variables.delta_z(i)=dz;
o.variables.z(i)=o.variables.z(i-1)+dz;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% CALCUL DES ENTHALPIES ET DES TEMPERATURES
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%calculs des enthalpies
o.variables.hH(i)=o.variables.hH(i-1)-o.data.deltaQ/o.data.hmdot;
o.variables.cH(i)=o.variables.cH(i-1)-o.data.deltaQ/o.data.cmdot;

%Calcul de la pression avec les corrélations pour les pertes de
charges par
%friction%
o.variables.hP(i) = o.variables.hP(i-1) + dPdz_singlePhase(o,
o.variables.hTf(i-1), o.variables.hP(i-1), o.variables.z(i), 'chaud') * dz;
o.variables.cP(i) = o.variables.cP(i-1) + dPdz_singlePhase(o,
o.variables.cTf(i-1), o.variables.cP(i-1), o.variables.z(i), 'froid') * dz;

%calcul des Températures
o.variables.hTf(i)=eval(strcat('refpropm(''T'', ''H'',
o.variables.hH(i), ''P'', o.variables.hP(i),', o.data.hfluid,')'));
o.variables.cTf(i)= refpropm(''T'', ''H'', o.variables.cH(i), ''P'',
o.variables.cP(i), o.data.cfluid);

%calcul des coefficients de transferts de chaleur pour la
%convection avec les fluides
o.variables.halpha(i) = HTC_singlePhase(o, o.variables.hTf(i),
o.variables.hP(i), o.variables.z(i), 'chaud');
o.variables.calpha(i) = HTC_singlePhase(o, o.variables.cTf(i),
o.variables.cP(i), o.variables.z(i), 'froid');

%
%
% o.variables.dq(i) = abs(o.variables.DeltaT(i-
1)/((1/(o.variables.halpha(i-1)*Aconv_chaud)+...
Rcond_tube1+1/(o.variables.calpha(i-
1)*A_conv1_fr))+1/(o.variables.calpha(i-1)*A_conv2_fr)+...
Rcond_tube2+ Rcond_isol+R_rad_conv(o,o.variables.Text(i-
1),Arad_conv_nat))*ncalc));
%
%
%
% o.variables.hH(i) = o.variables.hH(i-1) -
o.variables.q(i)*o.variables.hP(i)*o.data.dz/o.data.hmdot;
% disp('h=');
% disp(o.variables.hH(i));
%
%
% calcul des nouvelles températures
% hCp = eval(strcat('refpropm(''C'', ''T'', o.variables.hTf(i-1),
''P'', o.variables.hP(i),', o.data.hfluid,')'));
% o.variables.hTf(i) = o.variables.hTf(i-1)-
o.data.deltaQ/(o.data.hmdot*hCp);
% o.variables.hH(i)=hCp* o.variables.hTf(i);
% disp('ht=');
% disp(o.variables.hTf(i));

```

```

%         o.variables.cTf(i) = o.variables.hTf(i)-
o.data.deltaQ/(1/(o.variables.halpha(i)*Aconv_chaud)+...
%         Rcond_tube1+1/(o.variables.calpha(i)*A_conv1_fr));
%         disp('ct=');
%         disp(o.variables.cTf(i));
%         o.variables.DeltaT(i)=o.variables.hTf(i)-o.data.Tatm;
%
%
%
%
%         o.variables.Text(i) =
o.variables.hTf(i)+o.variables.q(i)*(1/(o.variables.halpha(i)*Aconv_chaud)+
...
%
Rcond_tube1+1/(o.variables.calpha(i)*A_conv1_fr)+1/(o.variables.calpha(i)*A
_conv2_fr)+...
%         Rcond_tube2+ Rcond_isol);
%
%
%
%

        if((ncalc==i)&&(o.data.ctin < o.variables.cTf(i)))

            L_maj=o.variables.z(i)*2;
            break;

        elseif(o.data.ctin >= o.variables.cTf(i))

            L_maj=o.variables.z(i);
            break;

        end
    end

    L_ant=L_act;
    L_act=L_maj;

end

o.data.L=max(o.variables.z);
o.results.hdP = o.variables.hP(1) - o.variables.hP(ncalc);
o.results.cdP = o.variables.cP(1) - o.variables.cP(ncalc);

```

9.1.2 dPdZ_singlePhase

```

function dPdZ = dPdZ_singlePhase(o, Tin, Pin, z, cas)

%Détermine les propriétés du fluide à l'entrée%
o.data.asp = 1;
switch(cas)
    case 'chaud';
        h_h2o_muL = refpropm('V', 'T', Tin, 'P', Pin, 'water');
        h_co2_muL = refpropm('V', 'T', Tin, 'P', Pin, 'co2');
        h_h2o_lambdaL = refpropm('L', 'T', Tin, 'P', Pin, 'water');
        h_co2_lambdaL = refpropm('L', 'T', Tin, 'P', Pin, 'co2');
        switch(o.data.hfluid)
            case ''water'', 'co2', [0.9 0.1];
                muL=0.9*h_h2o_muL+0.1*h_co2_muL;

```

```

        lambdaL=0.9*h_h2o_lambdaL+0.1*h_co2_lambdaL;
    case 'water','co2' , [0.85 0.15]';
        muL=0.85*h_h2o_muL+0.15*h_co2_muL;
        lambdaL=0.85*h_h2o_lambdaL+0.15*h_co2_lambdaL;
    end
    rhoL = eval(strcat('refpropm(''D'', ''T'', Tin, ''P'', Pin,',
o.data.hfluid,')'));
    CpL = eval(strcat('refpropm(''C'', ''T'', Tin, ''P'', Pin,',
o.data.hfluid,')'));
    o.data.fluid      = o.data.hfluid;
    o.data.G          = o.data.hmassflux;
    o.data.Dh         = o.data.hDh;
    o.data.A          = o.data.hA;

    case 'froid';
        rhoL = refpropm('D', 'T', Tin, 'P', Pin, o.data.cfluid);
        muL = refpropm('V', 'T', Tin, 'P', Pin, o.data.cfluid);
        lambdaL = refpropm('L', 'T', Tin, 'P', Pin, o.data.cfluid);
        CpL = refpropm('C', 'T', Tin, 'P', Pin, o.data.cfluid);
        o.data.fluid      = o.data.cfluid;
        o.data.G          = o.data.cmassflux;
        o.data.Dh         = o.data.cDh;
        o.data.A          = o.data.cA;

end

%calcule le nombre de Reynolds%
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;

%régime laminaire%
if ReL < 2300

    %sélection des modèles de pertes de charge laminaire%
    switch(o.correlation.sp_dp_lam)

        case 'shah';          dPdz = shah(o, z, rhoL, muL,lambdaL,CpL);
        case 'shah_london';    dPdz = shahLondon(o, z, rhoL, muL);
        case 'wei_joshi';      dPdz = weiJoshi(o, z, rhoL, muL);
        case 'muzychka_yovanovich'; dPdz = muzychkaYovanovich(o, z, rhoL,
muL);
        case 'colgan';         dPdz = colgan(o, rhoL, muL);
    end

%régime turbulent%
else

    %sélection des modèles de pertes de charge turbulents%
    switch(o.correlation.sp_dp_trb)

        case 'petukhov';      dPdz = petukhov(o, rhoL, muL);
        case 'phillips';      dPdz = phillips(o, z, rhoL, muL);
        case 'blasius';       dPdz = blasius(o, rhoL, muL);
    end
end
end
%-----%
%LAMINAIRE
%-----%

```



```

function dPdZ = shah(o, z, rhoL, muL, lambdaL, CpL)

%calcul des nombres caractéristiques%
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;
PrL = muL*CpL/lambdaL;

%calcule la position adimensionnelle%
zplus = z/(ReL*PrL*o.data.Dh);

%calcule le facteur de friction de Shah%
f = (68.64 + 2.46/(zplus^0.74)) / ReL;

%calcul le facteur de perte de charge local%
dPdZ = -f*((o.data.G^2)/(2*rhoL*o.data.Dh)) / 1000;

function dPdZ = shahLondon(o, z, rhoL, muL)

%calcule des nombres caractéristiques%
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;

%calcule de la position adimensionnelle%
zplus = z/(o.data.Dh*ReL);

%coefficient de développement hydrodynamique%
K = 1.2 + 38/ReL;

%calculate shah & london friction factor%
f = (3.44/(zplus^0.5) + (16 + K/(4*zplus) - 3.44/(zplus^0.5)) / (1 + 0.000212/(zplus^2))) / ReL;

%calcule du gradient de pression local%
dPdZ = -f*(2*(o.data.G^2)/(rhoL*o.data.Dh)) / 1000;

function dPdZ = weiJoshi(o, z, rhoL, muL)

%calcule des nombres caracteristiques%
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;

%calcule de la position adimensionnelle%
zplus = z/(o.data.Dh*ReL);

%calcule du facteur de friction de wei & joshi%
asp_G = 1 - 1.3553*o.data.asp + 1.9467*(o.data.asp^2) - 1.7012*(o.data.asp)^3 + 0.9564*(o.data.asp^4) - 0.2537*(o.data.asp^5);
f = (3.44/(zplus^0.5) + (24 + 0.674/zplus - 3.44/(zplus)^0.5)/(1 + 2.9e-5/zplus^2))*asp_G/ReL;

%calcule du gradient de pression local%
dPdZ = -f*(2*(o.data.G^2)/(rhoL*o.data.Dh)) / 1000;

function dPdZ = muzychkaYovanovich(o, z, rhoL, muL)
%Muzychka and Yovanovich, 2004, Laminar Forced Convection Heat Transfer in
%Combined Entry Region of NonCircular Ducts, Journal of Heat Transfer, Vol
%126, pp54-61

%calcule les nombres caractéristiques%
Re_A = o.data.G*sqrt(o.data.A)/muL; %Basé sur A^0.5, et non sur Dh

```

```

%calcule de la position adimensionnelle%
zplus = z/(Re_A*sqrt(o.data.A));

%calcule du facteur de friction de Muzychka and Yovanovich%
f = ((12/(sqrt(o.data.asp)*(1+o.data.asp)*(1 -
192*o.data.asp/pi^5*tanh(pi/(2*o.data.asp))))))^2 +...
(3.44/sqrt(zplus))^2)^(1/2)/Re_A;

%calcule du gradient de pression local%
dPdZ = -f*(2*(o.data.G^2)/(rhoL*o.data.Dh)) / 1000;

function dPdZ = colgan(o, rhoL, muL)
%Correlation de Colgan et al 2005. Practical Implementation of Silicon
%Microchannel Coolers for High Power Chips, IEEE Trans, Vol 30 No 2, 2007.
%La corrélation a été développée pour calculer les pertes de charges au
%sein d'échangeur à mini et micro-canaux. (Dh<5mm)

%calcule les propriétés adimensionnelles%
Re_L = o.data.G * o.data.Dh/ muL;

%calcule le facteur de friction de colgan et al%
f = 1/Re_L * (6.3* (Re_L*o.data.Dh/o.data.L) + 32.3);

%calcule le gradient de pression local%
dPdZ = -f*(2*(o.data.G^2)/(rhoL*o.data.Dh)) / 1000;
%-----%
%TURBULENT
%-----%

function dPdZ = petukhov(o, rhoL, muL)

%calcule les nombres caractéristiques %
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;

%calcule du facteur de friction de pethukhov%
f = (1.82*log10(ReL)-1.64)^-2/4;

%calcule du gradient de pression local%
dPdZ = -f*((o.data.G^2)/(2*rhoL*o.data.Dh)) / 1000;

function dPdZ = phillips(o, z, rhoL, muL)

%paramètres des corrélations%
A = 0.0929 + 1.01612*(o.data.Dh/z);
B = -0.268 - 0.3293*(o.data.Dh/z);

%paramètres équivalents au régime laminaire%
Dh_lam = o.data.Dh*(2/3+(11/24)*(1/o.data.asp)*(2-1/o.data.asp));
Re_lam = o.data.G*Dh_lam/muL;

%facteur de friction turbulent apparent%
f = A*Re_lam^B;

```

```

%calcule du gradient de pression local%
dPdZ = -f*((o.data.G^2)/(2*rhoL*o.data.Dh)) / 1000;

function dPdZ = blasius(o, rhoL, muL)

%propriétés adimensionnelles%
Re_L = o.data.G.*o.data.Dh./muL;

%facteur de friction de Blasius%
f = 0.079*Re_L^-0.25;

%calcule du gradient de pression local%
dPdZ = -f*((o.data.G^2)/(2*rhoL*o.data.Dh)) / 1000;

```

9.1.3 HTC_singlePhase

```

function h = HTC_singlePhase(o, T, P, z,cas)

switch(cas)
case 'chaud';
    h_h2o_muL = refpropm('V', 'T', T, 'P', P, 'water');
    h_co2_muL = refpropm('V', 'T', T, 'P', P, 'co2');
    h_h2o_lambdaL = refpropm('L', 'T', T, 'P', P, 'water');
    h_co2_lambdaL = refpropm('L', 'T', T, 'P', P, 'co2');
    switch(o.data.hfluid)
        case ''water'', 'co2' , [0.9 0.1]';
            muL=0.9*h_h2o_muL+0.1*h_co2_muL;
            lambdaL=0.9*h_h2o_lambdaL+0.1*h_co2_lambdaL;
        case ''water'', 'co2' , [0.85 0.15]';
            muL=0.85*h_h2o_muL+0.15*h_co2_muL;
            lambdaL=0.85*h_h2o_lambdaL+0.15*h_co2_lambdaL;
    end
    rhoL = eval(strcat('refpropm(''D'', ''T'', T, ''P'', P,',
o.data.hfluid,')'));
    CpL = eval(strcat('refpropm(''C'', ''T'', T, ''P'', P,',
o.data.hfluid,')'));
    o.data.fluid      = o.data.hfluid;
    o.data.G          = o.data.hmassflux;
    o.data.Dh         = o.data.hDh;
    o.data.A          = o.data.hA;

case 'froid';
    rhoL = refpropm('D', 'T', T, 'P', P, o.data.cfluid);
    muL = refpropm('V', 'T', T, 'P', P, o.data.cfluid);
    lambdaL = refpropm('L', 'T', T, 'P', P, o.data.cfluid);
    CpL = refpropm('C', 'T', T, 'P', P, o.data.cfluid);
    o.data.fluid      = o.data.cfluid;
    o.data.G          = o.data.cmassflux;
    o.data.Dh         = o.data.cDh;
    o.data.A          = o.data.cA;

end

```

```

o.data.asp=1;
%determine les groupes non-dimensionnels%
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;

%régime laminaire%
if ReL < 2100
    %selection du modèle de transfert de chaleur laminaire qui doit être
    utilisé%
    switch(o.correlation.sp_ht_uhf)

        case 'shah';          h = shah(o, muL, CpL, lambdaL, z);
        case 'shah_london'; h = shahLondonUHF(o, muL, CpL, lambdaL, z);
        case 'wei_joshi';    h = weiJoshi(o, muL, CpL, lambdaL, z);
        case 'muzychka_yovanovich'; h = muzychkaYovanovichUHF(o, muL, CpL,
lambdaL, z);
        case 'colgan';      h = colgan(o, muL, CpL, lambdaL);
    end

%regime turbulent%
else

    %selection du modèle de transfert de chaleur turbulent%
    switch(o.correlation.sp_ht_trb)

        case 'gnielinski'; h = gnielinski(o, muL, CpL, lambdaL);
        case 'colburn'; h = colburn(o, muL, CpL, lambdaL);
    end

end

function h = shah(o, muL, CpL, lambdaL, z)

%determination des groupes non-dimensionnels%
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;
PrL = muL*CpL/lambdaL;

%calcule la position non-dimensionnel%
zplus = z / (ReL*PrL*o.data.Dh);

%calcule le nombre de Nusselt%
Nu_L = 2.6765 * zplus^(-0.2391);

%calcule le coefficient de transfert de chaleur%
h = lambdaL * Nu_L / o.data.Dh;

function h = shahLondonUHF(o, muL, CpL, lambdaL, z)
%Shah, R. K., and London, A. L., 1978, Laminar Flow Forced Convection in
%Ducts, Academic Press, New York, NY.
%fonctionne pour différentes géométries de tubes et même des plaques
(dimensions non précisées)
%amélioration de la corrélation préc. pour différentes formes de tubes.

%determine les groupes non-dimensionnels%
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;

```

```

PrL = muL*CpL/lambdaL;

%calcule la position non-dimensionel%
zplus = z/(ReL*PrL*o.data.Dh);

%Les paramètres de la correlations dépendent de la géométrie%
if strcmp(o.data.form, 'circular')

    %calcule les facteurs de Nusselt%
    A = pi/(115.2*zplus);
    B = (1 + (PrL/0.0207)^(2/3))^0.5;
    C = (1 + (220*zplus/pi)^(-10/9))^(3/5);
    D = 5.364 * (1 + (220*zplus/pi)^(-10/9))^(3/10);

    %calcule le nombre Nusselt%
    Nu_L = (1 + A/(B*C)^(5/3))^(3/10) * D - 1;

elseif zplus < 0.0027

    %région ou zplus est faible%
    x = 0.0027 : 0.0005 : 0.0052;
    y = 3.04 + 0.0244./x + 0.448./o.data.asp - 2.69e-5./(x.^2) +
    0.02./(o.data.asp^2) - 6.78e-4./(x.*o.data.asp);

    %regression de la corrélation de nusselt%
    p = polyfit(x, y, 2);

    %determine le nombre de nusselt d'après la regression%
    Nu_L = polyval(p, zplus);

else

    %calcule le nombre de Nusselt%
    Nu_L = 3.04 + 0.0244/zplus + 0.448/o.data.asp - 2.69e-5/(zplus^2) +
    0.02/(o.data.asp^2) - 6.78e-4/(zplus*o.data.asp);

end

%calcule du coefficient de transfert de chaleur%
h = lambdaL * Nu_L / o.data.Dh;

function h = weiJoshi(o, muL, CpL, lambdaL, z)

%determination des groupes non-dimensionels%
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;
PrL = muL*CpL/lambdaL;

%calcule de la position adimensionelle%
zplus = z/(ReL*PrL*o.data.Dh);

%nombre de nusselt pour les écoulements laminaires plats%
if zplus <= 0.001
    Nu_plate = 2.236*zplus^(-1/3);
elseif zplus <= 0.01
    Nu_plate = 2.236*zplus^(-1/3) + 0.9;
else

```

```

    Nu_plate = 0.364/zplus + 8.235;
end

%calcul du facteur de wei & joshi%
asp_G = 1 - 2.0421*o.data.asp + 3.0853*o.data.asp^2 - 2.4765*(o.data.asp^3)
+ 1.0578*(o.data.asp^4) - 0.1861*(o.data.asp^5);

%calcul du nombre de Nusselt%
Nu_L = asp_G*Nu_plate;

%calcul du coefficient de transfert de chaleur%
h = lambdaL * Nu_L / o.data.Dh;

function h = muzychkaYovanovichUHF(o, muL, CpL, lambdaL, z)
%Muzychka and Yovanovich, 2004, Laminar Forced Convection Heat Transfer in
%Combined Entry Region of Non-Circular Ducts, Journal of Heat Transfer, Vol
%126, pp54-61

%determination des groupes non-dimensionnels%
Re_A = o.data.G*sqrt(o.data.A)/muL; %Basé sur A^0.5, et non sur Dh
PrL = muL*CpL/lambdaL;
zstar = z/(PrL*Re_A*sqrt(o.data.A));
zplus = z/(Re_A*sqrt(o.data.A));

%calcul du facteur de friction basé sur le modèle de Muzychka and
Yovanovich%
fRe_A = ((12/(sqrt(o.data.asp)*(1+o.data.asp)*(1 -
192*o.data.asp/pi^5*tanh(pi/(2*o.data.asp))))))^2 +...
(3.44/sqrt(zplus))^2)^(1/2);

fPr = 0.886/(1+ (1.909*PrL^(1/6))^(9/2))^(2/9); %for UHF%

m = 2.27 + 1.65*PrL^(1/3);

%constantes
C1=3.86;
C2=1;
C3=0.501;
C4=1;

gamma = 1/10; %hypothèse que le profil intérieur est rond ou que les coins
sont arrondis%

%calcul du nombre de Nusselt local basé sur A^0.5%
Nu_A = ((C4*fPr/sqrt(zstar))^m + ((C2*C3*(fRe_A/zstar)^(1/3))^5 +...
(C1*(fRe_A/(8*sqrt(pi)*o.data.asp^gamma)))^5)^(m/5))^(1/m);

%transformation de Nu_A en Nu à l'aide de Dh
Nu_L = o.data.Dh/sqrt(o.data.A)*Nu_A;

%calcul du coefficient de transfert de chaleur%
h = lambdaL * Nu_L / o.data.Dh;

function h = colgan(o, muL, CpL, lambdaL)

```



```

%Correlation de Colgan et al 2005. Practical Implementation of Silicon
%Microchannel Coolers for High Power Chips, IEEE Trans, Vol 30 No 2, 2007.
%Cette corelation fonctionne pour des très petit canaux (dh < 5mm)

%determination des groupes non-dimensionels%
Pr_L = muL*CpL/lambdaL;
Re_L = o.data.G*o.data.Dh/muL;

%calcule du nombre de Nusselt local%
Nu_L = 2.97*(Re_L* Pr_L* o.data.Dh/o.data.L)^0.5;

%calcule du coefficient de transfert de chaleur%
h = lambdaL * Nu_L / o.data.Dh;

%-----%
%Turbulent%
%-----%

function h = gnielinski(o, muL, CpL, lambdaL)

%Corrélation valable pour des dh variables, tubes circulaires
%Références chap.7.3.4 Fully Developed Heat transfer,
%Handbook of single-phase convective heat transfer,Kakaç, RK Shah, W Aung
%1987

%determination des groupes non-dimensionels%
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;
PrL = muL*CpL/lambdaL;

%calcule du facteur de friction de Pethukov%
f = (1.82*log10(ReL)-1.64)^-2/4;

%calcule du nombre de Nusselt%
Nu_L = (f/2) * (ReL-1000)*PrL/(1 + 12.7*(f/2)^0.5*(PrL^(2/3) - 1));

%calcule coefficient de transfert de chaleur%
h = lambdaL * Nu_L / o.data.Dh;

function h = colburn(o, muL, CpL, lambdaL)

%determination des groupes non-dimensionels%
ReL = o.data.G*o.data.Dh/muL;
PrL = muL*CpL/lambdaL;

%calcule du nombre de Nusselt%
Nu_L = 0.023*ReL^0.8*PrL^0.4;

%calcule du coefficient de transfert de chaleur%
h = lambdaL * Nu_L / o.data.Dh;

```

9.2 Fiche technique des matériaux pour l'échangeur

9.2.1 13CrMo-4-5

Mechanical Properties

Quantity	Value	Unit
Young's modulus	210000 - 210000	MPa
Tensile strength	450 - 600	MPa
Elongation	22 - 22	%

Physical Properties

Quantity	Value	Unit
Thermal expansion	14 - 14	e-6/K
Thermal conductivity	44 - 44	W/m.K
Specific heat	540 - 540	J/kg.K
Melting temperature	1500 - 1500	°C
Service temperature with strength	0 - 500	°C
Density	7850 - 7850	kg/m ³
Resistivity	0.15 - 0.15	Ohm.mm ² /m
Electrochemical potential	-0.45 - -0.45	V

9.2.2 GX12Cr14 (CA-15)*Mechanical Properties*

Quantity	Value	Unit
Young's modulus	200000 - 200000	MPa
Tensile strength	931 - 931	MPa
Elongation	17 - 17	%
Impact strength	20 - 20	J/cm
Yield strength	793 - 793	MPa

Physical Properties

Quantity	Value	Unit
Thermal expansion	9.8 - 11.4	e-6/K
Thermal conductivity	25 - 25	W/m.K
Specific heat	460 - 460.5	J/kg.K
Melting temperature	1510 - 1510	°C
Density	7600 - 7612	kg/m ³
Resistivity	0.78 - 0.78	Ohm.mm ² /m

9.2.3 Nitride Ceramics: TiN

Mechanical Properties

Quantity	Value	Unit
Young's modulus	256000 - 310000	MPa
Compressive strength	2100 - 2100	MPa
Bending strength	390 - 390	MPa

Physical Properties

Quantity	Value	Unit
Thermal expansion	4.1 - 9.35	e-6/K
Thermal conductivity	110 - 110	W/m.K
Service temperature	20 - 2950	°C
Density	3100 - 5430	kg/m ³
Resistivity	0.4 - 100	Ohm.mm ² /m

9.2.4 Nitride Ceramics: AlN - T180

Mechanical Properties

Quantity	Value	Unit
Young's modulus	310000 - 310000	MPa
Tensile strength	390 - 390	MPa
Compressive strength	2100 - 2100	MPa
Bending strength	0 - 390	MPa

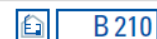
Physical Properties

Quantity	Value	Unit
Thermal expansion	4.6 - 5.6	e-6/K
Thermal conductivity	180 - 180	W/m.K
Service temperature	20 - 1000	°C
Density	3300 - 3300	kg/m ³
Resistivity	1000000000000000 - 1000000000000000	Ohm.mm ² /m

9.3 Fiche technique des isolants

9.3.1 Laine de roche Flumroc®

Laine de bourrage Flumroc FLB 700



Avantages

- mise en œuvre simple et rapide

Pour les hautes températures

Laine de pierre en vrac sans liant.

Domaine d'application

Isolation thermique et phonique par bourrage, p. ex. conduites à double paroi et réservoirs.

Caractéristiques physiques du matériau	Référence	Description/valeur mesurée							Norme/directive
Masse volumique pour un bourrage normal	ρ_a	env. 100 – 20 kg/m ³							EN 1602
Masse volumique pour un bourrage serré	ρ_a	env. 150 – 170 kg/m ³							
Conductivité thermique	λ_0	0.040 W/(m K)							
Conductivité thermique λ pour une masse volumique de 120 kg/m ³ à températures moyennes	t_m °C	°C	100	200	300	400	500	DIN 52612	
	λ	W/(m K)	0.045	0.060	0.080	0.107	0.143		
Conductivité thermique λ pour une masse volumique de 170 kg/m ³ à températures moyennes	t_m °C	°C	100	200	300	400	500	DIN 52612	
	λ	W/(m K)	0.044	0.059	0.078	0.104	0.137		
Facteur de résistance à la diffusion, laine de pierre	μ	env. 1							DIN EN 12086
Température maximale d'utilisation		750 °C							
Indice incendie		A1							AEAI
		A1							EN 13501-1
Certificat suisse de protection incendie, CPI		No. 14678							AEAI
Point de fusion de la laine de pierre		> 1000 °C							DIN 4102-17
Qualité AS		Utilisation en combinaison avec des aciers austénitiques							AGI Q 132

9.3.2 Feutre isolant Fiberfrax® Durafelt™

Les feutres Fiberfrax® Durafelt™ sont fabriqués selon un procédé de feutrage à la pointe de la technologie, et constituent la gamme la plus complète de feutres en fibres céramiques réfractaires.

Ils se découpent facilement avec un couteau, des ciseaux ou à l'emporte-pièce. Ces feutres très résistants, réalisés à partir d'un mélange de différentes fibres réfractaires et d'une faible quantité de liant organique, se caractérisent par un faible poids, une faible conductivité thermique et une résistance exceptionnelle à la manipulation. Les feutres Fiberfrax Durafelt sont disponibles dans une grande variété d'épaisseurs et pour des températures d'utilisation jusqu'à 1500 °C.



CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES

Les feutres Fiberfrax Durafelt possèdent des caractéristiques exceptionnelles :

- Stabilité à haute température (jusqu'à 1500 °C)
- Faible conductivité thermique
- Faible poids
- Résilience élevée
- Flexibilité exceptionnelle
- Grande variété d'épaisseurs
- Facile à enrouler, former ou couper

Analyse chimique type (% de poids/fibre)

Durafelt	LD	HD	Z	1500
SiO ₂	48,0-54,0	50,0-58,0	52,0-56,0	33,0-37,0
Al ₂ O ₃	46,0-52,0	42,0-50,0	28,0-32,0	53,0-57,0
ZrO ₂			14,0-18,0	8,0-12,0
Alcalis	<0,25	<0,25	<0,25	<0,25
Fe ₂ O ₃ + TiO ₂	<0,20	<0,20	<0,20	<0,20
Perte au feu	<10%	<10%	<10%	<10%

CARACTÉRISTIQUES TYPES DU PRODUIT

Propriétés physiques

Durafelt	LD	HD	Z	1500
Couleur	blanc	blanc/beige	blanc/beige	blanc/beige
Temp.de classification	1250°C	1250°C	1400 °C	1500 °C
Point de fusion	1800°C	1800°C	1740 °C	1740 °C
Densité kg/m ³	110-150	200-300	220-320	110-195
Résistance à la traction	>350kPa	>100kPa	>50kPa	>50kPa

Caractéristiques de conductivité thermique (W/mK)

Durafelt				
Temp. Moy.	LD	HD	Z	1500
600°C	0,080	0,108		
800°C	0,115	0,143	0,150	
1000°C	0,160	0,192	0,212	0,208
1200°C			0,292	0,281
1400°C				0,384

Retrait linéaire permanent après 24 heures

1250°C	3,48%	3,95%		
1400°C			3,35%	
1500°C				3,75%

Propriétés physiques mesurées selon la norme ENV1094-7:1994